



TITLE:

磁気浮上遠心血液ポンプに関する 基礎的研究(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

築谷, 朋典

CITATION:

築谷, 朋典. 磁気浮上遠心血液ポンプに関する基礎的研究. 京都大学, 1997, 博士(工学)

ISSUE DATE:

1997-03-24

URL:

<https://doi.org/10.11501/3123460>

RIGHT:

磁気浮上遠心血液ポンプに関する 基礎的研究

築谷 朋典

目 次

1 緒論	- 1 -
1.1 人工心臓とは	- 1 -
1.2 ターボ型血液ポンプの開発の現状と課題	- 4 -
1.2.1 遠心ポンプ	- 4 -
1.2.2 軸流ポンプ	- 6 -
1.2.3 工学的問題	- 7 -
1.3 本研究の内容とあらまし	- 9 -
第 1 章の参考文献	- 11 -
2 磁気浮上遠心血液ポンプの説明	- 13 -
2.1 緒言	- 13 -
2.2 ターボ型血液ポンプの設計指針	- 14 -
2.3 磁気浮上遠心血液ポンプの構造	- 16 -
2.4 結言	- 21 -
第 2 章の参考文献	- 22 -
3 磁気浮上遠心血液ポンプの特性改善	- 23 -
3.1 緒言	- 23 -
3.2 ポンプ構成要素形状によるポンプ特性の変化	- 24 -
3.2.1 ポンプ特性試験	- 24 -
3.2.2 インペラー形状	- 25 -
3.2.3 ディフューザ形状の影響	- 36 -
3.2.4 Concentric 型ディフューザの改良	- 39 -
3.3 インペラー浮上位置の安定性	- 43 -
3.3.1 インペラーに作用する半径スラスト	- 43 -
3.3.2 実験装置	- 44 -
3.3.3 実験結果	- 45 -

3.4	磁気浮上遠心血液ポンプの溶血評価	- 53 -
3.4.1	溶血試験の実験方法と評価法	- 53 -
3.4.2	従来の血液ポンプとの比較	- 53 -
3.4.3	インペラディスクとケーシング壁との隙間幅の影響	- 54 -
3.5	結言	- 58 -
	第 3 章の参考文献	- 59 -
4	磁気浮上式遠心血液ポンプ内流れの可視化	- 60 -
4.1	緒言	- 60 -
4.2	レーザーシートを用いたトレーサ注入法による可視化	- 62 -
4.2.1	可視化用ポンプの構造	- 62 -
4.2.2	実験装置	- 62 -
4.2.3	実験結果 (インペラー内流れ)	- 66 -
4.2.4	実験結果 (隙間内流れ)	- 74 -
4.3	油膜法による可視化	- 88 -
4.3.1	インペラー内部の流れ	- 88 -
4.4	結言	- 96 -
	第 4 章の参考文献	- 97 -
5	ポンプ特性に及ぼす流体粘度の影響	- 98 -
5.1	緒言	- 98 -
5.2	ポンプの動力損失	- 100 -
5.3	ポンプ性能に及ぼす流体粘度の影響	- 102 -
5.3.1	実験方法	- 102 -
5.3.2	ポンプ性能	- 102 -
5.3.3	最高効率点性能	- 104 -
5.3.4	円板摩擦損失	- 106 -
5.3.5	漏れ損失	- 107 -
5.3.6	各種動力損失の割合	- 110 -
5.4	血液を用いた場合のポンプ特性	- 112 -
5.4.1	血液の見かけ粘度	- 112 -
5.4.2	動作流体が血液の場合のポンプ特性	- 113 -

5.5	結言	- 118 -
	第 5 章の参考文献	- 119 -
6	遠心血液ポンプの運転方法	- 120 -
6.1	緒言	- 120 -
6.2	モータ電流制御による遠心ポンプの特性調節方法	- 122 -
6.3	モータ電流制御運転の効果	- 124 -
6.3.1	発生圧力特性の傾き変化	- 124 -
6.4	結言	- 126 -
	第 6 章の参考文献	- 127 -
7	ポンプ流量・発生圧力の間接測定法	- 128 -
7.1	緒言	- 128 -
7.2	推定法の原理	- 129 -
7.3	流体粘度の変化を考慮した場合の推定結果	- 131 -
7.3.1	実験式	- 131 -
7.3.2	推定結果	- 136 -
7.4	ポンプを用いた粘度推定法	- 138 -
7.5	動物実験における推定例	- 140 -
7.5.1	実験式	- 140 -
7.5.2	実験装置	- 141 -
7.5.3	推定結果	- 142 -
7.6	流量変動時における本推定方法の追従性	- 145 -
7.6.1	慣性の影響	- 145 -
7.6.2	慣性モーメントの決定	- 146 -
7.6.3	拍動型ポンプとの直列運転における流量推定	- 146 -
7.7	結言	- 151 -
	第 7 章の参考文献	- 152 -
8	結言	- 153 -

主 要 記 号

$a_{0,1,2,3}$	方程式 7.8 の各項の係数
A	インペラー出口の流路面積
$A_{0,1}$	方程式 7.14 の各項の係数
$b_{0,1,2,3}$	方程式 7.9 の各項の係数
b	インペラー羽根高さ
$B_{0,1,2,3}$	方程式 7.15 の各項の係数
$c_{0,1,2,3}$	方程式 7.11 の各項の係数
c_{m2}	インペラー出口における流体の絶対速度の半径方向成分
C_{am}	円板摩擦モーメント係数
$C_{0,1}$	方程式 7.16 の各項の係数
$d_{0,1,2,3}$	方程式 7.12 の各項の係数
G	モータ電流制御運転時の比例定数
g	重力加速度
h	インペラーディスクとケーシング壁との軸方向距離
H	揚程
Hct	ヘマトクリット
I	モータ電流
I_0	モータ電流制御運転時の基準電流
N	モータ回転数
N_0	モータ電流制御運転時の基準回転数
N_s	比速度
P_{in}	ポンプ入口付近での静圧
P_{out}	ポンプ出口付近での静圧
Q	ポンプ流量
r_2	インペラー外端部半径
$R_{1,2}$	生体の体循環抵抗
Re	機械レイノルズ数 ($= r_2^2 \omega / \nu$)
s	ずり応力
s_C	Casson 降伏値
t	時間
T	モータの発生した軸トルク
T_{air}	空気中でポンプを運転した場合の軸トルク
u_2	インペラー外端の周方向速度
V	溶血試験における充填血液量
X	インペラー位置静止座標系の半径方向成分
Y	インペラー位置静止座標系の半径方向成分
Z	インペラー位置静止座標系の軸方向成分

α	C_{am} の Re 依存性を表す定数
$\alpha_{0,1}$	方程式 eqn:phiRe2 におけるレイノルズ数依存性を表す定数
β_1	インペラー入口角
β_2	インペラー出口角
$\dot{\gamma}$	密度
δ_X	インペラー浮上位置の X 方向変位
$\bar{\delta}_X$	インペラー浮上位置の X 方向変位の時間平均値
δ_Y	インペラー浮上位置の Y 方向変位
$\bar{\delta}_Y$	インペラー浮上位置の Y 方向変位の時間平均値
δ	インペラー浮上位置の変位ベクトル
δ_m	インペラー浮上位置の時間平均 (偏心) ベクトル
$\Delta H b$	血漿遊離ヘモグロビンの濃度変化
ΔP	ポンプ発生圧力
$\Delta Q_{B,C}$	ポンプ流量の変化量
ϵ	インペラー浮上位置ふれ回り半径
η	ポンプ効率
$\kappa_{B,C}$	ポンプ発生圧力特性の局所的な傾き
μ	粘性係数
μ_C	Casson 粘度
ν	動粘性係数
ρ	密度
θ_X	インペラー位置静止座標系の X 軸周りの回転成分
θ_Y	インペラー位置静止座標系の Y 軸周りの回転成分
τ	軸トルク係数
τ_{bep}	最高効率点における軸トルク係数
ϕ	流量係数
ϕ_{bep}	最高効率点における流量係数
ψ	圧力係数
ψ_{bep}	最高効率点における圧力係数
ω	ポンプの回転角速度

第1章 緒論

1.1 人工心臓とは

近年、心不全などの重度心疾患による死亡率が高まっているが、その救命手段として人工心臓(血液ポンプ)を用いた循環補助が数多く適用されるようになり、多大な効果を上げている⁽¹⁾。臨床医学的観点から、すなわち、心機能の補助・代行という目的から人工心臓を見た場合、機能の代行の程度によって、大きく次のように分類される⁽²⁾。

- 完全人工心臓 (total artificial heart : TAH)
 - － 生体心臓のもつ血液駆出機能を全て代行する。生体心は切除し、ポンプは体内に埋込まれる。数年単位の耐久性が必要である。
- 補助人工心臓 (cardiac assist device : CAD)
 - － 生体心が回復するまで生体心臓の機能の一部またはほとんど全てを代行する。生体心は残したままで、ポンプは体外装着であることが多いが、装着期間が長期間の場合は感染防止のため体内埋込みとなることもある。数週間から年単位の耐久性が必要である。
- 体外循環装置 (extra-corporeal circulation : ECC)
 - － 開心術中、あるいは短期間の補助循環に使用する。耐久性はせいぜい数日程度でよい。

一方、工学的観点から人工心臓を見た場合、血液ポンプの機構から大きく次のように分類することができる。

- 拍動流型
 - － 生体心を模して、間欠的に送血を行う。そのため、ポンプの出入口にそれぞれ逆止弁が必要となる。また、容積補償機構(コンプライアンスチャ

ンバー)が必要である。駆動方式は、サックあるいはダイアフラムを介して、空気圧で駆動する空気駆動型、空気の代わりに圧縮性が小さい液体(シリコンオイルなど)で駆動する油圧駆動型、あるいは、モータの回転運動をボールネジなどによって直線運動に変換し、プッシャープレートを交互に運動させ、血液を駆出するプッシャープレート型などが存在する。

- ターボ型

- ー 小型の遠心型あるいは軸流型ポンプで、連続的に送血を行う。逆止弁は不要であり、駆動はモータにより行うため、小型化が可能である。

- ローラー型

- ー ゴムチューブをローラで連続的にしごいて血液を送り出す。後負荷によらず一定量の連続的送血が可能である。装置全体が大型になるので埋め込みあるいは長期運転をすることはない。

現在、日本製の補助人工心臓として現在臨床での使用が認可されているポンプは、サック型(東大型)とダイアフラム型(国立循環器病センター型)で、いずれも空気駆動型の拍動ポンプである。これらのポンプは、体外から皮膚を貫通する送血チューブを通して送血する。一方、米国では体内埋め込みの補助人工心臓(空気駆動、電磁駆動)が2社で開発、臨床使用され、心臓移植へのブリッジ使用をはじめ、大きな成果をあげている。また、これまで回復不能であると考えられていた心疾患が長期補助により回復した例⁽³⁾も報告され、長期補助循環の有用性がますます明らかになってきている。

このように、長期補助循環の有用性が明らかになるにつれ、感染の心配が少ない埋め込み可能な補助心臓に対する需要がますます高まっている。また、現在研究段階にある完全人工心臓に関しても、心臓移植を待つ間のつなぎとして使われることが多くなると考えられるが、心臓移植を必要としている患者に比べ提供者(ドナー)の数が圧倒的に少ないので、心臓移植技術の発達と人工心臓の需要は決して相反するものではない。特に日本では、脳死患者からの臓器移植の是非に関する議論が長引き、臓器移植法案が十分に審議されないまま廃案にされるという社会的背景もあり、人工心臓の果たすべき役割は特に重要であると考えられる。

ところが、現在主流である拍動型の血液ポンプシステムは駆動装置が大型で、かつ人工弁を含むため、システム全体が高価であるという問題を抱えている。事実、現在使用されている埋め込み型拍動ポンプは、ポンプ本体が大型で、多くの日本人には解剖学的に適合しないなどの問題が指摘されている。国立循環器病センターでは、油圧駆動ポンプのアクチュエータとポンプ部分を分離し、アクチュエータは腹腔内に分離して置くという手段をとってこの問題を解決しようと試みている⁽⁴⁾。

このような拍動型ポンプの問題を解決した次世代の人工心臓として、ターボ型の血液ポンプが注目されている。ターボ型ポンプの駆動源はモータであり、基本的にはその回転速度を制御するだけで運転が可能である。また、前述したとおり逆止弁を必要としないので、構成要素が少なく、小型化、低価格化が可能であり、すでに体外循環装置として数多く臨床使用されている。ターボ型血液ポンプでの循環は無拍動流になり、直感的に非生理的であると考えられがちであるが、その生理的影響はいまだ明らかにされておらず、現在まで、生体は3週間程度で無拍動流に適應できることが示されている⁽⁵⁾。また、ターボ型ポンプは回転数を変動させることで容易に拍動流を得ることもできる。このように、ターボ型ポンプは、循環システムとして、拍動型ポンプに比べ多くの利点を有しているが、問題点もある。通常のターボ型ポンプは、インペラー(羽根車)が回転軸に直結しており、ポンプ内外の遮断のため、軸シール部が存在する。このシール部付近では流れが停滞するため血液凝固や溶血(血球破壊)が起こる。実際、臨床で使用されている体外循環用遠心血液ポンプは、軸シール部での血栓形成のため連続使用の限界は数日に限られている。このようなポンプを長期間にわたって使用することは、頻繁なポンプの交換を必要とするため、ポンプ交換の際の感染などのリスクと、抗凝固剤の使用を余儀なくさせる。また、軸シール部の摩擦熱による血液の変性や、完全に外部と遮断されていないことによる感染も重大な問題である。以上より、長期間連続使用可能とするためには、シール部を持たないシールレス血液ポンプの開発が是非とも必要である。

1.2 ターボ型血液ポンプの開発の現状と課題

現在、世界の各施設において、長期使用を目的としたターボ型血液ポンプの開発が盛んに進められている。本節では、ターボ型血液ポンプ開発の経緯と、その現状について、遠心ポンプと軸流ポンプに分けて概説し、長期使用ターボ型ポンプ開発に関わる工学的課題について述べることにする。

1.2.1 遠心ポンプ

1974年、Bernstein⁽⁶⁾はMedtronic社の遠心ポンプを用いて動物実験を開始し、2週間にわたる左心バイパス実験の結果についての報告⁽⁷⁾が、無拍動の定常流は非生理的で循環の維持が困難であると受取られた。しかし、1978年Goldingらは同じMedtronic社のポンプを用いて動物実験を開始し、34日⁽⁸⁾から99日⁽⁹⁾の長期生存が得られたことを報告し、最初の3週間に十分な流量と圧力を維持すれば、無拍動でも生存の障害とはならないことを示した。この実験報告により、ターボ型ポンプ開発がその軌道に乗り始めた。この際用いられたポンプは、軸シール部での血栓と漏れを防ぐため、その部分を生理食塩水でパージし、ポンプを何回も取換えて長期にわたる実験が行われた。長期連続使用するためには、この軸シール部の問題を解決せねばならない。

この軸シール部の問題を解消する方法が、1981年ベルリン自由大学のBauermeisterとAffeldらによって初めて提示され、1982年Teaspoon Pump⁽¹⁰⁾として発表された。このポンプは旋回軸がすりこぎ運動(歳差運動)を行い、この軸の旋回中心の近くにダイアフラムが取り付けられている。この軸に取り付いた羽根は公転はするが自転はしない。このポンプは赤松らにより、歳差式遠心血液ポンプとして工学的な改良が加えられ、ポンプ効率も当初の20%から50%へと向上した⁽¹¹⁾。このポンプに残された課題は、フレキシブルダイアフラムの耐用期間が2週間と短いこと、回転数を上げると溶血の急増を招くこと、構造上、ポンプ軸に対して非対称で、回転不釣り合いから来る振動が生じること、などである。旋回軸にすりこぎ運動をさせる形式のポンプとしては、その後壁井らによるすりこぎ軸の旋回中心位置に軸に直角に円板を取り付けた揺動円板型遠心ポンプ⁽¹²⁾や、阿部らによる切り欠き円板を用いた波動ポンプ⁽¹³⁾が開発されている。しかし、その構造上当然のことであるが、上述の歳差式遠心血液ポンプと同様の問題を抱えている。

軸シール部をなくすもう一つの方法は、モータの駆動力を磁気カップリングを通じてインペラーに伝達し、ポンプ内外を完全に遮断する方法である。ポンプ外部と通ずる回転軸が無い場合、インペラーの姿勢制御の方法がポンプの性能・寿命を決定する上で重要である。位置制御の方法には、インペラーを磁気で浮上させ、完全に非接触で回転させる方法と、面接触あるいは点接触と磁気力を組み合わせる方法がある。完全非接触の磁気浮上型ポンプは、回転軸が存在しないため、長期使用には理想的な構造である。この形式は、1985年ユタ大学のOlsenら⁽¹⁴⁾によって初めて試みられたが、モータの回転を除く5つの自由度全てを磁気軸受で制御しているため、大型で重量も高く、成功しなかった。1991年、赤松^{(15),(16)}はNTN(株)と共同で、Kyoto-NTN磁気浮上式遠心血液ポンプの開発に成功した。ポンプの構造の詳細については本論において触れるが、3軸制御の磁気軸受によりコンパクトで消費電力も少ないポンプとなっており、この形式のポンプとしては、世界で初めて開発に成功している。その後、前出のユタ大学のグループは、5軸完全制御で、モータにも摺動部がない磁気浮上ポンプ⁽¹⁷⁾を開発しているが、やはり大型で消費電力も大きい。また、米Abiomed社は半径方向に対して磁気軸受により能動制御をおこなうタイプの完全磁気浮上ポンプ⁽¹⁸⁾を開発しているが、消費電力が大きいこと、溶血が多いことなどの問題点が報告されている。Swiss Federal Institute of Technologyグループ⁽¹⁹⁾は5軸全てを磁石の復元力で受動的に制御する方式の完全磁気浮上ポンプを開発している。

他方、完全非接触ではなく、インペラーとケーシング壁との間に機械的接触を残しているポンプも多数開発されている。工業技術院機械技術研究所で開発されているモノピボット磁気支持遠心血液ポンプ⁽²⁰⁾は、軸の一端をピボットで支え、軸の首振り(他端(入口部)の永久磁石の反発力で抑える方式)を採用している。米Baylor医科大では、回転軸の両端にピボットを設けたGyroPumpを開発しており、偏心ポートなどの工夫によって形状の最適化が行われ、血球破壊に関しても詳細な検討を行っている⁽²¹⁾。Mendler⁽²²⁾は回転駆動用磁気カップリングの吸引力と点ピボットで構成される"弥次郎兵衛"方式で多少の首振りは許容したポンプを開発している。一方、ピボットではなく3つのボールで3点支持したポンプがウィーン大学のSchima⁽²³⁾らによって開発されている。また、国立循環器病センターで開発が進められている遠心ポンプ^{(24),(25)}はインペラー背面の円筒状の環状流路を、ジャーナル軸受けと同じ原理で軸受けとして機能させ、流入ポート側に軸スラスト受けが存在し、このス

ラスト受けがインペラーに接触するため、摩擦を生じながらも動物実験において一年以上の生存記録を得ている。米 Cleveland Clinic で開発されている遠心血液ポンプ⁽²⁶⁾も、形は異なるが同様にジャーナル軸受け方式を採用し、円筒部の裏側に取り付けた羽根によって、ポンプ内の湍流と軸スラストの低減を図っている。また、台湾大⁽²⁷⁾では、左心用ポンプと右心用ポンプの軸を一体化したポンプに、矩形波状のモータ電圧を与えることで拍動流を発生させる両心バイパス用遠心ポンプを開発している。

1.2.2 軸流ポンプ

軸流ポンプは、著しい小型化が可能のため、埋め込み用ポンプとして注目されているが、そのきっかけは、1986年に発表された Hemopump⁽²⁸⁾の出現である。このポンプは、カテーテルの先端に直径7ミリの軸流ポンプをつけ、大腿動脈から逆行性に大動脈弁を抜けて左心室に挿入され、左心室から大動脈にくみ出すもので、約3(l/min)の拍出量を有する。体外におかれたモータ軸につながるフレキシブル・ケーブルがデキストラン液を満たしたカニューレ中を約20000rpmで回転することによって駆動される。機能的には、バルーンポンピング(IABP)と補助心臓の中間に位置づけられる。最近開発が進められている軸流ポンプとしては、次のようなものがあげられる。前出の Hemopump の動力伝達に、ケーブルではなくモータを用いた軸流ポンプが、米 Nimbus 社と Pittsburg 大⁽²⁹⁾で開発されている。Baylor 医科大で開発されている Baylor/NASA ポンプ⁽³⁰⁾は回転羽根の内部に永久磁石を組み込んで、モータの回転子を兼ねさせている。Jarvik 氏⁽³¹⁾が開発している Jarvik2000 もロータ内部に永久磁石を埋め込んで動力の伝達を行っているが、軸受け部が血液に浸される構造になっており血栓の形成が懸念される。Yamazaki⁽³²⁾らは、左心室から動脈弁に抜ける形で心室内に設置される軸流ポンプを開発している。このポンプは、パージ液を軸シール部周辺に循環させており、そのための補助システムが必要である。軸流血液ポンプの設計パラメータについては、Anai 氏⁽³³⁾が多方面から検討を行い、ポンプ形状と溶血量の関係についての知見を得ている。また、超小型の軸流ポンプを大動脈弁位置に設置する形の Valvo-Pump⁽³⁴⁾は、軸シール部に磁性流体を用いるなどの工夫がなされている。Aachen 工科大⁽³⁵⁾では、動脈から大動脈弁を通して心室内に挿入される直径約6mmの超小型軸流ポンプを開発している。これらの軸流ポンプは軸受での問題を解決しているわけではないことを次節で論じる。

1.2.3 工学的問題

人工心臓は、特に埋め込み型の場合人間の体内というきわめて厳しい環境下で使用され、血液を安全に輸送する必要がある。これまで工学では存在すらしていなかった項目を設計において考慮する必要がある。工学的見地からターボ型人工心臓の開発に関わる問題を列挙すると、以下のような事項が挙げられる。まず、埋め込み型ポンプの場合はもちろんのこと、体外設置型でもサイズが超小型でなければならない。このことは、ポンプ内で生じる流れにおいて、体積の割に面積が大きくなるので、摩擦力の影響が大きくなることを意味する。また、ポンプに要求される仕様は平均で流量5(l/min)、発生圧力100(mmHg)であり、流量の割には高い発生圧力を必要とする。また、産業用ポンプのようにあらかじめ決まったポンプの動作点は存在せず、特に補助循環の場合、心機能の回復の程度によりポンプの運転範囲は大きく異なるため、動作範囲は大変広い。したがって、一点での最高性能ではなく、広い作動範囲にわたって高性能化を図らねばならない。ターボ型ポンプの低流量域では、ポンプ内での再循環流が見られ、産業用ポンプでもその性能予測が難しい領域である。現在世界の各施設で開発されている遠心血液ポンプの設計は、シール部を取り除く構造の実現のみが強調され、このような流体力学的な基礎的事項の検討が行われているポンプはきわめて少ない⁽³⁵⁾。また、血液ポンプとして、輸送する血液がポンプを通過する際のダメージを最小限に抑え、かつポンプ内で血栓が形成されることを防ぐ必要がある。このため、血液接触面の処理や形状に厳しい制限が加わる。たとえば、鋭いエッジを避け、流れの剥離をできるだけ抑え、かつポンプ内の至る所で流れが停滞しないような構造を必要とする。また、ポンプ内血液接触面の材質についても、長期間血栓の付着しないような生体適合性材料の開発が不可欠である。

一方、システムとしての補助循環装置を考えた場合、ポンプの運転制御法、長期間信頼できるセンサの実現と体内への動力伝達装置や安全装置、長期間にわたる連続運転の信頼性、が大きな問題として挙げられる。生体の循環系の制御機構はその詳細が不明であり、そのような系に組み込まれたポンプの運転方法は制御工学的にも大変難しい問題である⁽³⁶⁾。最近、阿部氏⁽³⁷⁾は、生体の末梢血管抵抗を拍動型人工心臓の拍動数決定に取り入れた1/R制御法と呼ばれる新しい循環制御法を開発し、完全置換型人工心臓装着動物で500日を超える長期生存に成功している。加えて、ターボ型ポンプには逆止弁がなく、ポンプ性能は流量と出入口での圧力差で表

されるので、医学的に重要な動脈圧や心房圧といった、ある特定部位での圧力を一時的に直接ポンプで制御することができないという面を持つ。また、運転制御のために必要な圧力、流量などのセンサについては、できるだけ非侵襲・非観血的であるだけでなく、運転制御にフィードバックが必要であれば高い精度を長期間保つ必要があり、高度な制御システムの実用上の障壁となっている。現在の技術ではこれらの実現は非常に難しく、容易に計測できる物理量からできるだけ多くの情報を得るようなシステムにする必要が有効である。体内へのエネルギー伝達は、体内外を完全に遮断して行われなければならない、非接触で高い伝達効率を持つ機構が必要である。安全装置は、ポンプへの体外からの送電が遮断されてもしばらくの時間はポンプを運転することができる体内二次電池の開発が不可欠である。このように、ポンプが長寿命であるためには、できるだけ単純で可動部の少ない構造にする必要があるだけでなく、ポンプを構成するすべての要素が関連しており、ポンプ開発のあらゆる局面に共通する重要な問題である。

このように、ターボ型血液ポンプの開発にはこれまで問題にならなかったような工学的問題が数多く含まれており、システムとして完成するためにはこれらをすべて克服する技術が必要であることはいうまでもない。

1.3 本研究の内容とあらまし

前節でも述べたように、従来の設計基準の適用対象外である遠心血液ポンプの設計は、長期使用をねらってシールのない機構を実現する方法に重点が置かれ、流体力学的な設計に関する問題を取り上げた研究はきわめて少ない。しかし、シールレスポンプは回転するインペラーの姿勢を制御する工夫を施す必要があり、流体力学的な検討を抜きにした設計を行うことは、血液に余分なダメージを与えることに加えて、姿勢制御の機構に不要なエネルギーを消費していることになる。また、本ポンプのような超小型遠心ポンプは低比速度、低レイノルズ数という従来の遠心ポンプとは全く異なる設計法を必要とする。本研究では、従来のターボ型血液ポンプの欠点を克服した磁気浮上遠心血液ポンプの開発に関し、流体力学的な設計指針あるいは循環補助システムとしてポンプが持つべき機能に関する基礎的研究を行うことを目的とする。

本論文は、以下のように構成されている。まず第2章では、磁気浮上遠心血液ポンプに要求される工学的仕様と、磁気浮上遠心血液ポンプの構造について述べる。

第3章では、インペラー翼形状・ディフューザ形状がポンプ特性・インペラー浮上位置の安定性・ポンプ内での溶血（血球破壊）に与える影響を調べ、血液ポンプとしての最適形状に関する指針を実験的に探るとともに、磁気浮上して回転するインペラー浮上位置の安定性を実験的に調べ、インペラーの安定な位置制御に関わる流体力学的問題点を考察する。

第4章では、ポンプ形状最適化のために、ポンプ内部の流れの可視化、特に回転座標系からみたインペラー内流れならびに隙間内流れの観察を行い、インペラー形状が流れのパターンにどのような影響を及ぼすかを検討し、今後のインペラー形状の改良に関する指針を得る。

第5章では、血液ポンプの性能を考える上で無視できない影響を持つ流体粘度がポンプ性能に与える影響を実験的に調べ、ポンプ内部で起こる各種損失の粘度依存性を明らかにし、ポンプの性能改善を効率的に行うため、各種損失の割合を明らかにする。また、血液を用いたときのポンプ特性と、ニュートン流体を用いたときのポンプ特性とを比較し、遠心血液ポンプ設計における血液の非ニュートン性の影響についても検討する。

第6章では、遠心血液ポンプの運転方法についての検討を行う。遠心血液ポンプ

が生体に装着されたとき、生体の末梢血管抵抗や、生体心拍動の影響を受けて動作点が変わるが、この動作点の移動の仕方を制御する方法について、従来の回転数制御の運転方法とは異なり、モータ電流を制御することによって、ポンプの動作点の変化を自由に調節する方法を提案する。

第7章では、血液ポンプによる循環補助システムの信頼性向上と低価格化のため、駆動モータの電流と回転数からポンプ流量・発生圧力を推定することで、ポンプ自身にセンサーとしての機能を持たせる方法を提案する。さらに、慢性動物実験における評価によって実用性の確認を行い、さらに流量、回転数が変動する場合の本推定方法の追従性について検討する。

最後に、第8章は結論である。

第1章の参考文献

- (1) Sezai Y, *Artificial Heart*(Akutsu ed.), Springer-Verlag (1993).
- (2) 電気学会 電磁駆動型人工心臓システム調査専門委員会編, 電磁駆動型人工心臓, コロナ社
- (3) Nakatani T., et al., *ASAIO Journal*, **41**(1995), M526.
- (4) Masuzawa T., et al., *ASAIO Journal*, **41**(1995), M249.
- (5) Golding L.A.R., et al., *Trans ASAIO*, **28**(1982), 81.
- (6) Bernstein E.F. et al., *Trans ASAIO*, **20**(1974), 643.
- (7) Johnson G.C., et al., *Trans ASAIO*, **22**(1976), 323.
- (8) Golding L.A.R., et al., *Trans ASAIO*, **26**(1980), 251.
- (9) Golding L.A.R., et al., *Trans ASAIO*, **28** (1982), 81.
- (10) Baurmeister U., et al., *Abst. 28th annual meeting of ASAIO*, **11**(1982), 1.
- (11) 城山・赤松・福増, 人工臓器, **18**(2) (1989), 551.
- (12) 壁井・他4名, 人工臓器 **20** (1991), 777.
- (13) 阿部・他6名, 人工臓器, **22**(1993), 683.
- (14) Olsen D.B. and Bramm G., *Trans ASAIO*, **31**(1985), 395.
- (15) 赤松・中関・伊藤, 機械学会第2回バイオメカニクスカンファレンス講演論文集 (1991), 99.
- (16) Akamatsu T., Nakazeki T. and Ito H. *Artif Organs*, **16**(3) (1992), 305.
- (17) Allaire P.E., et al., *Artif Organs*, **20**(6) (1995), 582.
- (18) Hart R.M., et al., *Artif Organs*, **20**(6) (1995), 591.
- (19) Barletta N. and Schöb, *Proc. 3rd Int. Symp. on Magnetic Suspension Technology*(1995), 265.
- (20) 山根, 他4名, 人工臓器 **24**(1)(1995), 323.
- (21) Nakazawa T., et al., *Artif Organs*, **20**(6) (1995), 485.
- (22) Mendler N., et al., *Artif Organs*, **19**(7) (1995), 620.
- (23) Schima H., et al., *Artif Organs*, **19**(7) (1995), 639.
- (24) 荒木, 他11名, 人工臓器 **22**(3) (1993), 636.
- (25) 脇坂, 他14名, 人工臓器 **25**(1) (1996), 3.
- (26) Golding L.A.R., et al., *Artif Organs* **20**(6) (1996), 481.
- (27) Qian KX, Wang SS, Chu SH, *Artif Organs* **19**(4) (1995), 328.
- (28) Wampler R.K., et al., *Trans ASAIO* **34** (1986), 450.

- (29) Butler K.C., et al., *ASAIO Journal* **38** (1992), M296.
- (30) Damm G., et al., *Artif Organs* **17**(7) (1993), 609.
- (31) Parnis S.M., et al., *ASAIO Journal* **41** (1995), M333.
- (32) Yamazaki K., et al., *ASAIO Journal* **38**(3) (1992), M679.
- (33) Anai H., et al., *Artif Organs* **20**(6) (1996), 564.
- (34) SießT., et al., *Int J Artif Organs*, **18** (1995), 273.
- (35) 山崎他 4 名, *人工臓器* **21**(2) (1992), 567.
- (36) 吉澤・他 7 名, *BME*, **10**(10) (1996), 21.
- (37) Abe Y, et al., *Artificial Heart 4*, Springer-Verlag, Tokyo (1993), 349.

第 2 章 磁気浮上遠心血液ポンプの説明

2.1 緒言

本章では、人工心臓用遠心血液ポンプの仕様と、その設計における流体力学的な問題点についてふれ、本研究の対象である磁気浮上遠心血液ポンプの構造を説明する。本章の構成は次のようになっている。2.2 節では、長期使用を前提としたターボ型血液ポンプに対する設計要求について述べ、超小型ポンプ、血液ポンプの特殊性を明らかにする。次に 2.3 節では、磁気浮上遠心ポンプの構造と磁気浮上の原理、ならびにポンプ部形状の設計指針を説明する。

2.2 ターボ型血液ポンプの設計指針

ターボ型ポンプの設計には、その形状の概要を決定するために、式 2.1 で表される比速度 $N_s(\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m})$ が用いられる。(1)

$$N_s = N \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.1)$$

人工心臓は完全人工心臓か補助人工心臓かによって主たる動作点が異なり、かつ運転中にもポンプに要求される流量、発生圧力は大きく変化する。設計目標として、生体心の平均的な仕事をポンプによって行うと仮定する。ポンプの仕様を流量 $5(\text{l}/\text{min})$ 、発生圧力を $120(\text{mmHg})$ とし、ポンプのロータ部分の外端直径を $50(\text{mm})$ と仮定すると、インペラー外径での周速度 u_2 は $5.65(\text{m}/\text{s})$ となる。ここで、 $u_2 = \sqrt{2gH}$ と仮定して計算した。従って、所要回転数 n は $2160(\text{rpm})$ となり、比速度は 105 と計算される。よってポンプの形式としては当然、遠心型を選ぶことになる。ところが、このような低比速度ポンプの設計法は十分確立しておらず、低流量、高揚程を得る必要があるため、高い効率を達成するためには、例えば羽根高さを狭くして羽根出口角度を大きくとるなどの工夫が必要であるが、揚程曲線に右上がり不安定が生じたり、流量に対し発生圧力が相対的に大きいため半径スラストが大きくなるなどの、新たな問題点も生じる(2)。さらに、超小型のポンプであることに加えて、動作流体である血液が、通常水の $3\sim 4$ 倍の粘度をもつため、粘性の影響が大きい。流体機械の性能換算においてよく用いられる機械レイノルズ数 $Re = r_2^2 \omega / \nu$ は本ポンプの場合 10^5 以下であり、ポンプ内の流れはいたるところ乱流であるという従来のポンプ設計における仮定が成り立たず、粘性の影響も考慮した設計が必要である。従来の設計に従うと、羽根高さが $1(\text{mm})$ 以下になってしまい、流路の大部分が流路壁面上に発達する境界層によって占められるため、ポンプとして現実的ではない。このように、人工心臓用の遠心ポンプは、低比速度でかつ機械レイノルズ数が小さいという特徴があり、独自の設計法が必要である。

また、長期間連続して血液を送り出すポンプという観点からは、以下の点に留意しなくてはならない(3)。

- 細菌の侵入を防ぐために、ポンプ内外が完全に遮断される構造にする必要がある。
- ポンプ内で血球成分を破壊してはならない。そのためには、血液接触面の平滑

化と、血球に過剰のせん断力がかからない様な流路設計が必要である。

- ポンプ内で血液凝固を起こさないように、ポンプ内部で流れが停滞する箇所や、過度の発熱が生じないようにする。
- 以上の要求を満たすために特殊な装置を必要としない。システム全体が大型化・複雑化してしまうようでは、ターボ型血液ポンプを使用する意味がない。

血球の破壊を支配する因子は、物理的因子だけに限っても、せん断力、乱流、固体壁接触、血球同志の接触、圧力変動など数多くあり、設計においてそれらをすべて制御することは不可能であるので、支配的因子を仮定し、その影響が最小になるようにポンプを設計して血液を用いて実際に試験する以外には現在のところ方法がない。血液凝固に関しては、材料の血液適合性が最大の問題であるが、流路に段差があり、角部で流れが停滞することにより凝固が起こることは明白なので、流体力学的にはポンプ内部の至る所で流速が小さくならないように流路設計する必要がある。

2.3 磁気浮上遠心血液ポンプの構造

磁気浮上遠心血液ポンプは大別して、モータ部、インペラーとケーシングからなるポンプ部、磁気軸受部から構成される⁽⁴⁾。ポンプの構造図を図 2.1 に、ポンプ部の断面図を図 2.2 に示す。

インペラーは、高さが h の完全二次元羽根を 2 枚の円板（インペラーディスク）ではさんだ構造になっている。モータ側の円板は羽根と一体構造になっており、円板には円筒形の Sm-Co 系永久磁石が、N 極 S 極が互い違いに計 24 個埋め込まれている。モータの回転軸の先端にはディスクが取り付けられており、インペラーの永久磁石と対向する位置に同数の永久磁石が埋め込まれている。この永久磁石が磁気カップリングを形成し、モータのトルクをインペラーに非接触で伝達する。一方、磁気軸受側のディスクはステンレス製であり、磁気軸受を構成する電磁石の磁路であると同時に、浮上位置検出用渦電流式センサのターゲットの役割を果たす。インペラーの構造概略図を図 2.3 に示す。

磁気軸受は 4 つの電磁石と 4 つの渦電流式位置センサから構成されている。磁気軸受のコントローラは、位置センサより浮上位置からの変位に応じた信号を線形化し、PID 制御の後に電磁石電流にフィードバックする。これにより、磁石の吸引力ならびにインペラーに働く外力につり合う吸引力を発生することで、インペラーがポンプ室内で完全非接触で浮上・回転する。インペラーの位置制御方法を図 2.4 に示す。インペラーの位置制御において、電磁石により能動的に制御しているのは、図 2.4(c) に示すように、軸方向並進 Z 、インペラー回転面の軸周り回転 θ_x 、 θ_y の 3 軸である。4 つの位置センサの信号を加減算することによって、これら 3 つの制御対象をそれぞれ独立な制御ループによって制御する。また、残る X 、 Y 方向の並進は磁石の復元力により能動的に制御される（図 2.4(b)）。

磁気軸受の消費する電力を低減するためにはインペラーに作用する流体力のバランスをとる必要があり、本ポンプには以下のような工夫がなされている。まず、ポンプに流入してきた軸方向の流れを半径方向に変えるためのガイドがインペラー流入部付近に取り付けられている。これにより流れは軸方向から半径方向へと向きを変えた後にインペラー内に流入することになるので、流体力による軸スラストはほとんどなくなる。また、インペラーを出た流体の圧力を回復する渦巻きケーシング部分は、インペラーにかかる半径方向スラスト軽減のため、二重ケーシング型となっ

ている。この構造により、半径方向の受動的な位置制御が可能になる。ただし、半径方向スラストの大きさは、回転数や運転状態によって変化するので、これらが磁石の復元力を超えないようにインペラーならびにディフューザの形状を選ばなければならない。

本ポンプは、インペラーが完全非接触で回転するという構造上、図 2.5 に示すように、インペラーディスクとケーシング壁との間に一定幅の隙間ができる。この軸方向の隙間は、インペラー内でエネルギーを与えられた流体の一部が低圧のインペラー入口に向かって逆流していると考えられる。この流体の持つエネルギーは隙間内で消費され再びインペラー内に流入するので、エネルギー損失の一要素であるので、ポンプ効率からは好ましくない。ところが、インペラー背面の流速が遅いと血栓が好発する部位であり、ある程度の流速が確保されていなければならない。ただし、流速と血栓発生の関係は明確ではなく、流速の最低限度は経験的に決定するしかない。回転軸を持つポンプであれば、この隙間部分を貫く流れを誘起するためにインペラー背面に裏羽根をつけ、積極的に外向きの流れを誘起する⁽⁵⁾とか、ハブ面中心部付近にウォッシュアウトホールを設け灌流させる^(6,7)といった工夫をしなければインペラー背面の流れが停滞し、数日で血栓が形成されるが、本ポンプの場合は構造的に流れの停滞に関する問題は解決できている。この隙間における流れによる無効仕事はいわゆる漏れ損失であり、ポンプ性能に影響を与える。本ポンプの場合はインペラーが浮上することで隙間が流路を形成しているので、隙間内流れの様相はこれまで産業用ポンプで調べられてきたものとは大きく異なっている可能性があるため、設計において重要な意味を持つ。

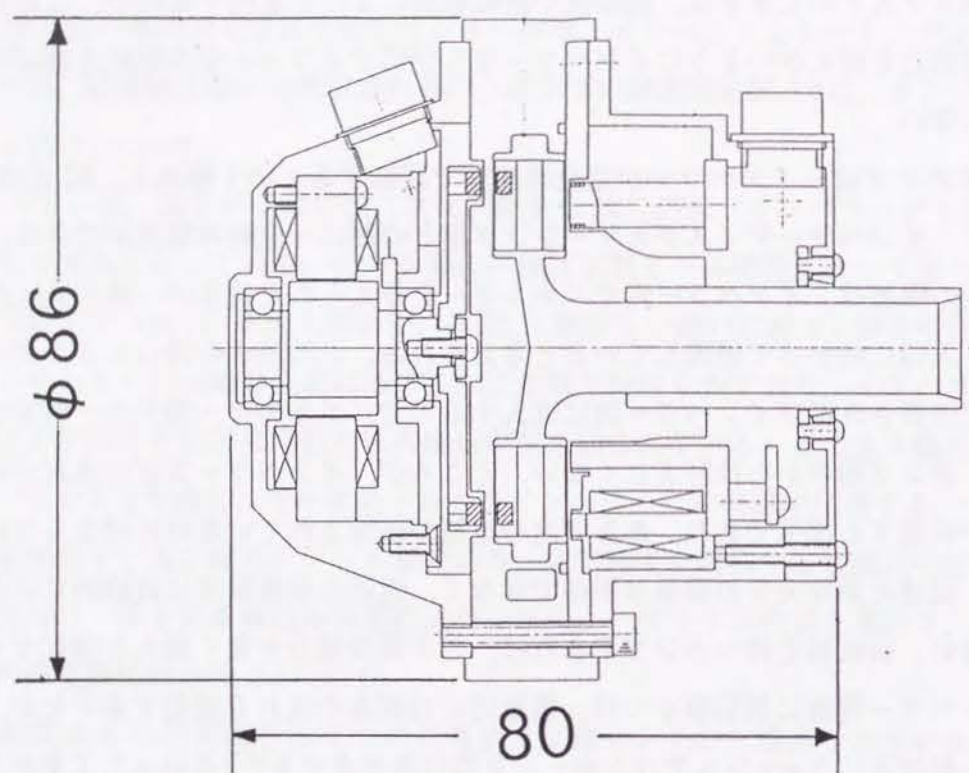


図 2.1: 磁気浮上遠心血液ポンプ断面図

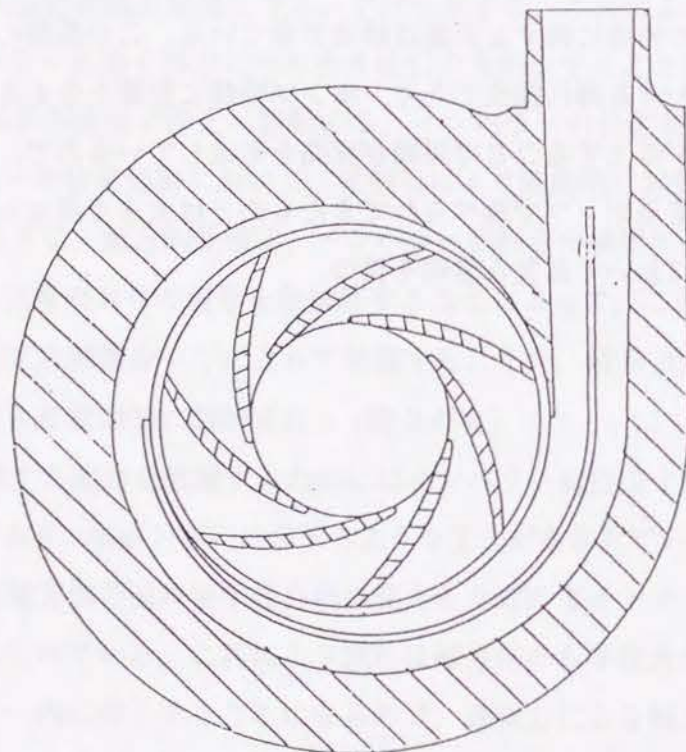


図 2.2: ポンプ部断面図

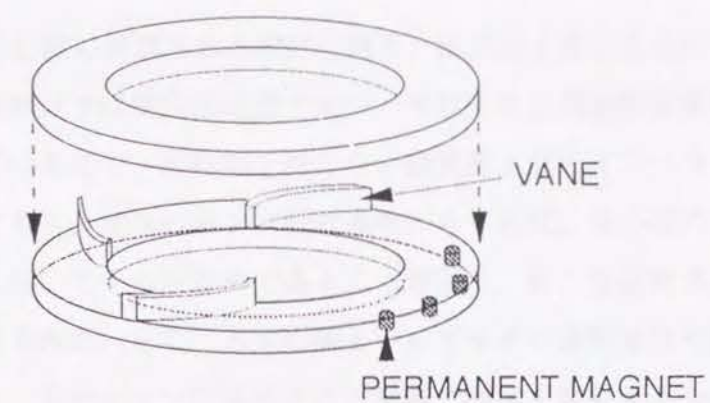


図 2.3: インペラー略図

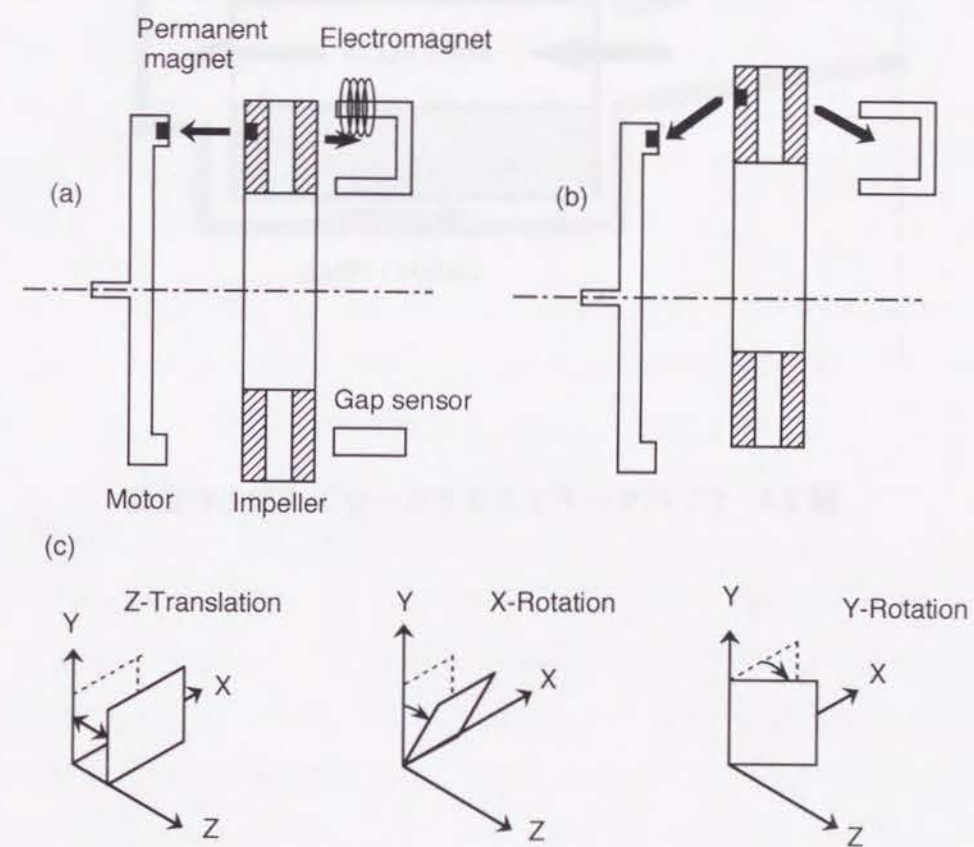


図 2.4: インペラー位置制御の座標系

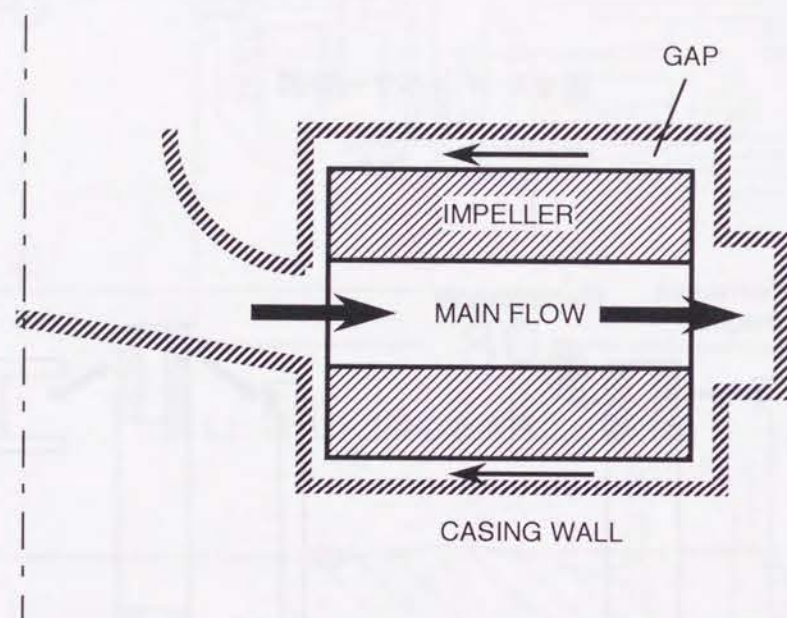


図 2.5: インペラードискとケーシング壁との隙間

2.4 結言

本章では、人工心臓に要求される設計仕様と、磁気浮上遠心血液ポンプの構造について述べた。本ポンプは体内埋込型でかつ一年以上の長期補助循環装置を念頭に置いて設計されているので、回転軸を持たない磁気浮上型のインペラーを持つ構造は、必要不可欠である。従来のポンプ設計基準からすれば、遠心型の血液ポンプの仕様は多くの点においてその対象外であることが多く、新たな設計基準の確立が必要であることが示された。また、人工心臓といってもその運転条件や期間は用途によって様々であり、当然ポンプに要求される性能の限度も変化するため、特に低流量での性能を改善することを目標にし、第3章以降で、ポンプの最適形状を探るための研究について述べる。

第2章の参考文献

- (1) Stepanoff A.J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd edition*, John Wiley & Sons, Inc., 1957.
- (2) 黒川・山田・飯田, 低比速度うず巻ポンプの性能, ターボ機械, **18**(5) (1990), 54
- (3) 赤松, ターボ型人工心臓, ターボ機械, **22**(1) (1994), 46.
- (4) Akamatsu T., Nakazeki T., Ito H., *Artif Organs*, 1992, 305.
- (5) Ohara Y., et al., *Artif Organs*, **18**(9) (1994), 673.
- (6) Yamane T., et al., *Artif Organs*, **19**(7) (1995), 635.
- (7) 脇坂, 他 14 名, 人工臓器 **25**(1) (1996), 3

第3章 磁気浮上遠心血液ポンプの特性改善

3.1 緒言

前章で, 遠心型血液ポンプは比速度が小さく, 従来の設計基準を適用したのでは実際的な形状にはならないことについて述べた. 本章では, ポンプの構成要素の形状が, ポンプの性能に及ぼす影響を明らかにし, 人工心臓として用いられる超小型遠心血液ポンプの設計指針を確立することを目的とする. 評価の基準としては, 次のような事項が挙げられる.

- 補助心臓としての使用を考えた場合, ポンプ流量は 1(l/min) から 6(l/min) 程度での使用がほとんどであると考えられる. ただし, 生体の状態によってはそれ以上の流量が要求されることも十分可能である. したがって, より高い最高効率の追求ではなく, 低流量域でできるだけ高い効率を発生する形状が目標となる形状である.
- インペラーの半径方向の位置制御は, 磁石の復元力による受動的なものであるため, インペラーにかかる半径方向流体力はあらゆる流量域において十分小さく, インペラーの安定な回転が実現されていなくてはならない.
- ポンプによる過度の血球破壊 (溶血) が起こってはならない.

このような設計指針を念頭に置き, 本章では, まず 3.2 節において, インペラー翼形状ならびにディフューザ形状がポンプ性能に与える影響を検討する. 3.3 節では, 半径方向のインペラー浮上位置の安定性について, レーザ変位計を用いた測定による検討を行う. 3.4 節では, 本ポンプにより引き起こされる血球破壊が臨床的に許容範囲であることを確かめるため, 溶血試験を行う.

3.2 ポンプ構成要素形状によるポンプ特性の変化

3.2.1 ポンプ特性試験

ポンプ性能を比較するために行ったポンプ特性試験はすべて、以下のようにして行った。ポンプを塩化ビニル製チューブ (内径 12mm) および大気圧に解放したりザーバから構成される閉鎖回路に組み込む。回路中には、流量測定用の電磁流量計 (日本光電製) と圧力回収用のピンチコック型抵抗が取り付けられている。ポンプ出入口近傍 (ポンプ流入・流出口から約 10cm の距離) に取り付けられたチューブコネクタには三方活栓がつけられており、それぞれ半導体圧力計 (豊田工機製) と接続されている。また、ポンプ部とモータとの間にはデジタルトルクメータ (小野測器製) が取り付けられている。このような回路でポンプを運転し、様々なモータ回転数と抵抗の強さに対して、ポンプ流量 Q 、出入口での静圧 P_{in} , P_{out} 、軸トルク T を計測した。軸トルクについては、ポンプ作用に必要なトルクを算出するため、あらかじめ空気中でポンプを回転させたときのトルク T_{air} を計測して回転数の関数として表し、試験中の実測値 T より差し引いた。動作流体としては、電磁流量計のために食塩を少量混入した水道水を室温下で使用した。また、気温の違いから生じる粘度差による性能の変化は無視できるものとした。このようにして得られた測定結果は、すべてインペラーの寸法と回転数によって、以下に示す無次元量に換算され、性能比較に用いられた。

流量係数 ϕ

$$\phi = \frac{Q}{2\pi r_2^2 b \omega} \quad (3.1)$$

圧力係数 ψ

$$\psi = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho r_2^2 \omega^2} \quad (3.2)$$

軸トルク係数 τ

$$\tau = \frac{T - T_{air}}{2\pi \rho r_2^4 b \omega^2} \quad (3.3)$$

ポンプ効率 η

$$\eta = \frac{(P_{out} - P_{in})Q}{(T - T_{air})\omega} \quad (3.4)$$

動作流体が水の場合は回転数の影響は小さく、ポンプ特性は無次元数により整理すれば同一の曲線とみなせるので、特性試験の結果の表示には、とくに断らない限

り、ポンプ回転数が 2000rpm の条件の下での結果を用いている。

3.2.2 インペラー形状

図 3.1 に実験に使用したインペラー翼形状を示す。インペラー入口半径 r_1 は 13(mm) であり、出口半径 r_2 は 25(mm) である。羽根高さ b はインペラー番号 (4C) を除き、すべて 3.5(mm) で入口から出口まで一定である。(4C) のみ、インペラー高さの影響を調べるために 2.5(mm) としている。また、(7C) と (7D) は流路形状は全く同一であるが、インペラー全体の厚みが (7C) は 9.5(mm)、(7D) は 9.7(mm) となっている。ポンプ室内の軸方向距離は 10.0(mm) であるので、インペラーとケーシングの間にできる隙間の大きさが異なる。翼形状は円弧とし、翼とインペラーディスクを結合するネジ部のスペース確保のため羽根には適当な幅 (1~3mm) を持たせている。インペラー性能の比較にはすべて Volute 型 (次小節参照) のディフューザを用いた。

羽根枚数の影響

本ポンプは必要とされる流量が小さいので、流路が広すぎると流れの剥離や渦のできる領域が大きくなり、圧力損失あるいは血栓形成の原因となるので、流路をある程度狭くとして、流れが流路に沿って流れるようにすることが損失低減に役立つと考えられるが、流路が狭すぎると、流路における摩擦損失が増加し、逆に発生圧力は低下することが予想される。そこで、羽根枚数がポンプ特性に及ぼす影響を調べるため、(4A, 6A, 7A) の性能を比較した。羽根出口角 β_2 は、(4A) が 30° で、(6A, 7A) は 40° である。羽根入口角 β_1 は、流量が小さいため、ほとんど 0° としてある。ただし、インペラーが小さいため、羽根の厚みが相対的に大きく、実際の流れは 0° よりも大きい角度で流入する。図 3.2 に (4A, 6A, 7A) の特性曲線を示す。発生圧力に注目すると、人工心臓として主に使用する範囲 ($\phi < 0.04$) では、羽根枚数を 6 枚以上に増やしても発生圧力増大の効果は期待できず、低流量域においては (7A) の方が (6A) よりも発生圧力が低い。羽根枚数が 7 枚より大きくなると、流路における流体摩擦による損失の割合が増加して、もはや発生圧力は増加しないと考えられる。また、羽根枚数が多くなることでインペラー流入部分の有効流路面積が狭くなることによる衝突損失の増大も圧力損失を招く原因の一つとして挙げられる。しかし、軸トルクも羽根枚数に応じて増加するので、ポンプ効率には特に大きな差は見

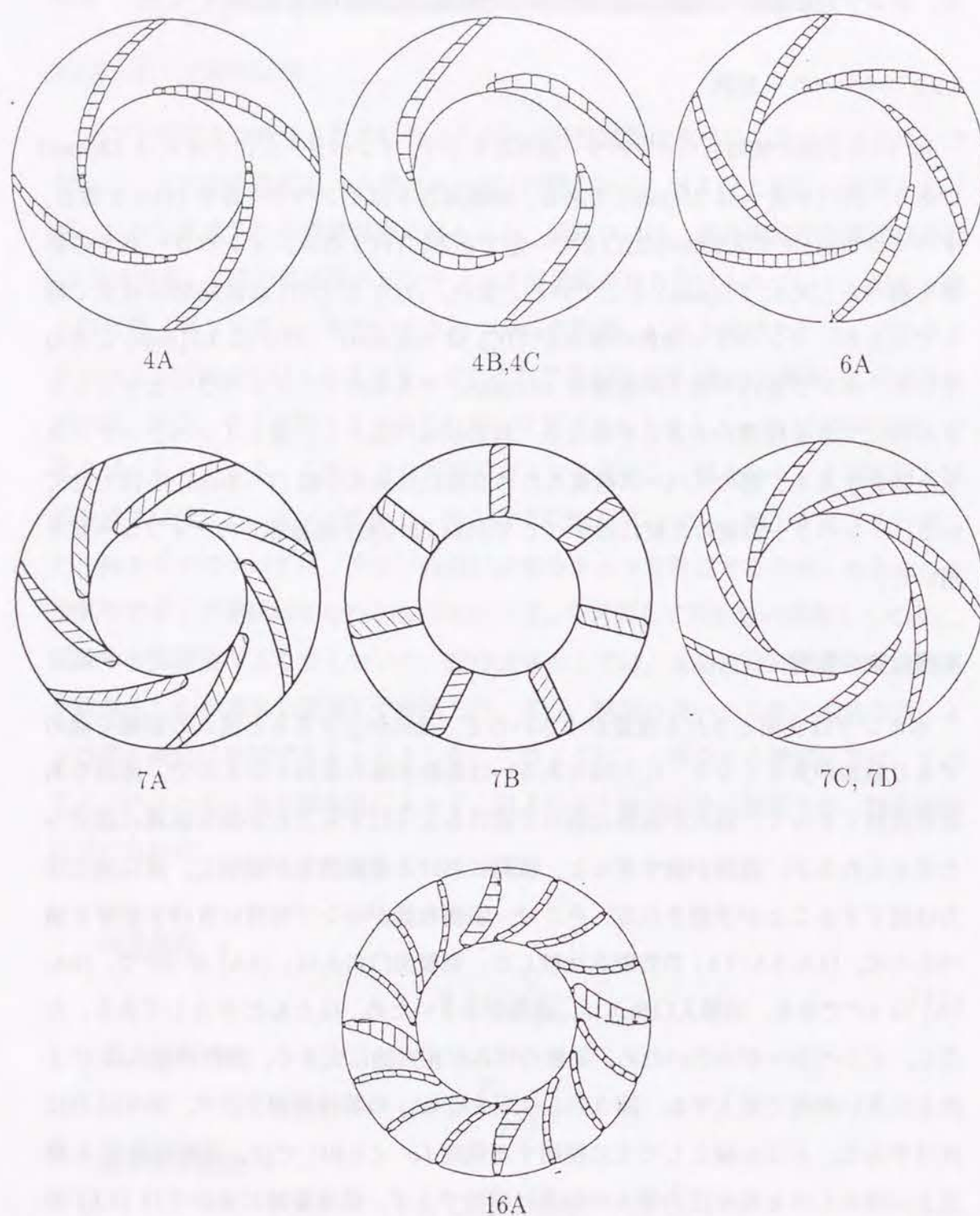


図 3.1: インペラー翼形状

られない。ただし、同じ流量・発生圧力の条件では (4A) の回転数が増大するので、回転数の増加が溶血の増加を引き起こすのであれば、(4A) は好ましくないことになる。

径向き羽根の効果

低比速度ポンプは低流量で高圧力を得る必要があるので、羽根出口角 β_2 を通常的设计で推奨される値よりも大きくとる方が良いとされる⁽⁴⁾が、低流量においては流量の増加とともに発生圧力も増加することでポンプ運転点が不安定になる、いわゆる右上がり不安定が生じやすくなるなど、新たな問題もある。そこで、 β_2 を大きくしたときの影響を調べるため、(7A, 7B, 16A) の比較を行った。図 3.3 に (7A, 7B, 16A) の特性曲線を示す。径向き羽根 (7B, 16A) は出口角 β_2 が大きいので、後向きの (7A) よりも発生圧力が高いことが示されている。しかし、(16A) は低流量域において、 $\psi-\phi$ 曲線が右上がりの不安定領域が存在する。(7B) は流れが羽根に沿わないため、流量の増加と共に発生圧力が大きく低下し、(7A) との差がなくなっていく。このような原因で、(7B) のポンプ効率は比較的低いが、(16A) は羽根枚数が大きく、流体と固体壁の接触面積が大きいにもかかわらず、高いポンプ効率を実現している。このように、羽根枚数を多くとり、かつ β_2 を大きくとることでポンプの有効仕事の割合を大きくとることは低比速度ポンプ効率の改善につながると考えられる。ただし、最高効率点が比較的高流量側にあり、本ポンプの使用流量域であると考えられる $\phi = 0.01 \sim 0.04$ においては、インペラー翼形状による効率の違いはほとんど見られない。

入口角 β_1 の影響

本ポンプは必要とされる流量が小さいため、(4A, 6A, 7A) については、インペラー入口角 β_1 をほとんど 0° としていたが、羽根枚数が多くなってくると有効流路幅が小さくなり、衝突損失が増える可能性がある。そこで、入口流路部分の有効面積を大きくするために、入口部分をわん曲させ、 β_1 を大きくとった (4B) を製作し、その効果を調べた。図 3.4 に、(4A, 4B) を比較した結果を示す。

β_1 を大きくとった (4B) は、 $\phi = 0.05$ 以上の流量で発生圧力が若干高くなっているが、ポンプ効率の面からはほとんど (4A) との差は見られない。高流量側でインペラーに流入する流速が大きくなると、 β_1 を大きくした分衝突損失が小さくなると

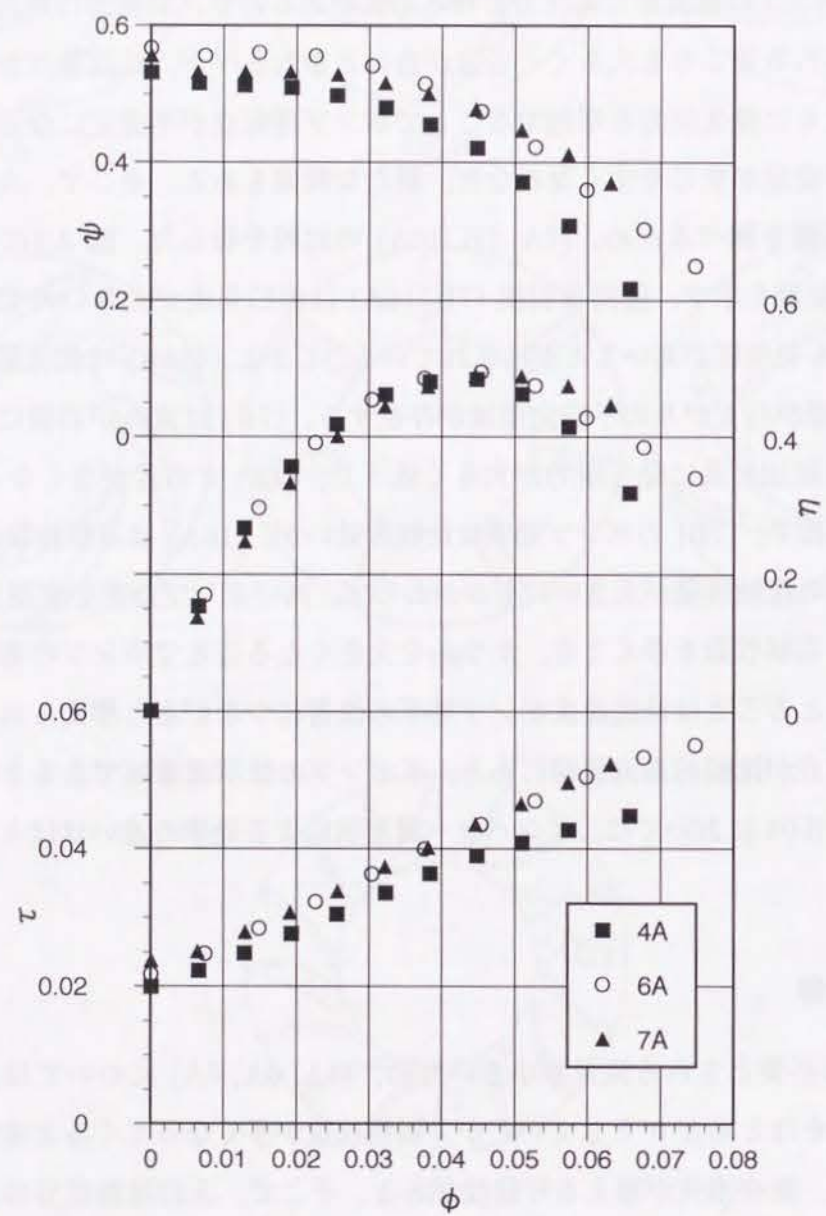


図 3.2: インペラー羽根枚数の影響

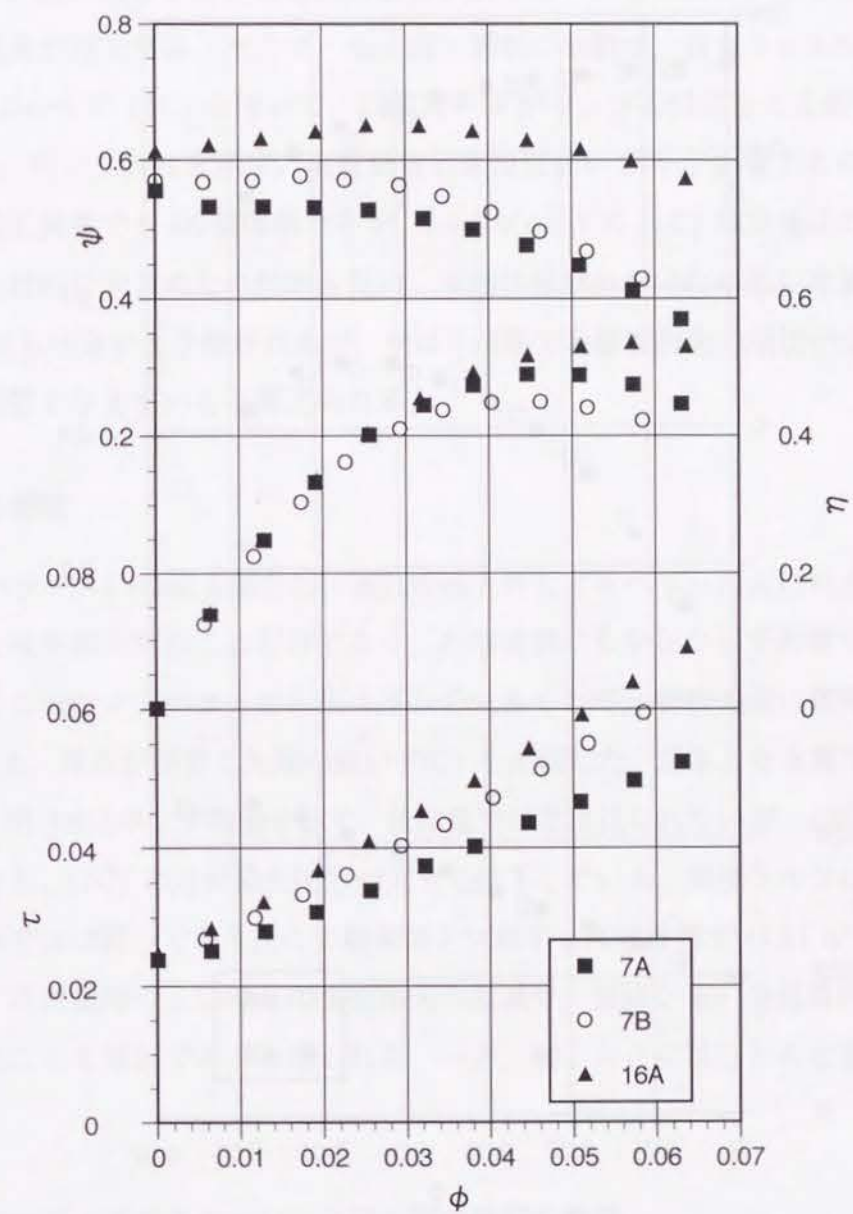


図 3.3: 径向き羽根の効果

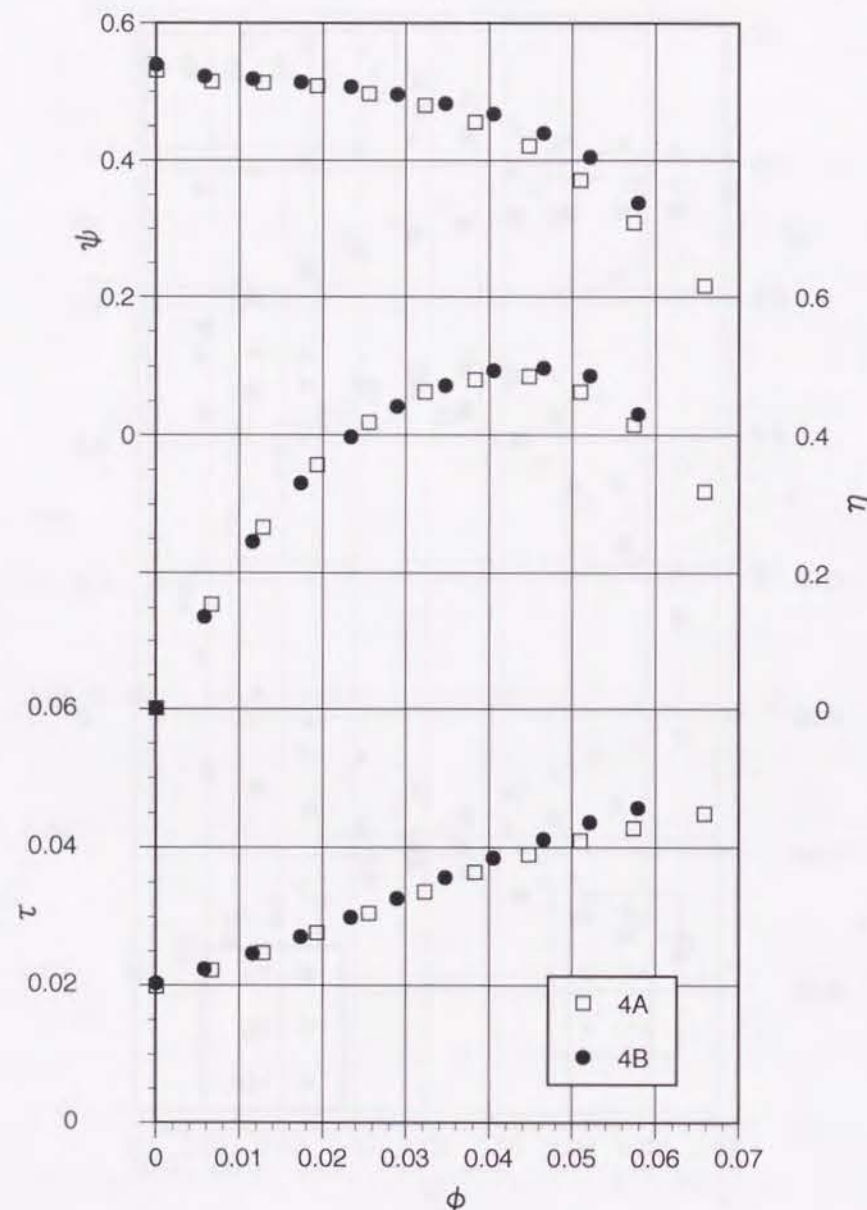


図 3.4: 入口角 β_1 の影響

考えられるが、結果が示すようにその効果は小さい。

羽根高さの影響

2.2 節で述べたように、産業用ポンプのポンプ設計法に従えば、本ポンプのような低比速度ポンプの羽根高さはきわめて低くなり、本ポンプでは 1mm 以下になってしまう。逆に高さが広がると流路面積が広くなり、特に流量が小さいときには渦による損失が増大する。そこで、全く同一形状の羽根で、高さ $b = 3.5\text{mm}$ の (4B) と $b = 2.0\text{mm}$ の (4C) を用いて、羽根高さ b がポンプ特性に与える影響を調べた。図 3.5 に、ポンプ特性を示す。流量係数の算出において b が影響するので、同じ回転数、同じ流量でも ϕ の値は異なるが、 $b = 2.0(\text{mm})$ の (4C) は発生圧力も低く、トルクが相対的に大きいため効率も低い。流路体積が小さいため同じ流量での剥離は (4B) よりも小さいと予想されるが、やはり流路での摩擦損失の増加が全体の効率に大きな影響を与えていると考えられる。

翼形状の効果

インペラー入口の流入部分は、流れの流入角とインペラーの入口角 β_1 が一致していないと衝突損失がおこるだけでなく、血球破壊にも少なからず影響すると思われる。そこで、インペラーの羽根の厚みを大きくして、羽根先端には丸みを持たせた (7A) と、厚みが小さく先端の鋭い (7C) を比較した。基本となる翼中心線は同一である。図 3.6 にポンプ特性を示す。低流量では差は見られないが、 ϕ が 0.03 より大きくなると、(7C) の方が発生圧力が大きく低下している。発生トルクは測定された全流量域ではほぼ同一であり、この結果ポンプ効率も高流量側で (7A) が (7C) に勝っている。高流量時の入口部分の衝突損失の低減や、流路が短い分流路内での摩擦が減少したことも原因であると思われる。一方、軸トルクにはほとんど差が見られていない。

インペラーディスクとケーシング壁の間の隙間の影響

磁気浮上しているインペラーのディスクとケーシング壁の間には当然隙間ができるが、設計上このパラメータは重要である。磁気浮上の機構からすれば、磁石とインペラーとの距離は短く保った方が磁力を大きく保つことができるので、特に半径方向の安定性を考えると、隙間が小さい方が都合がよい。ただし、たとえばポンプ

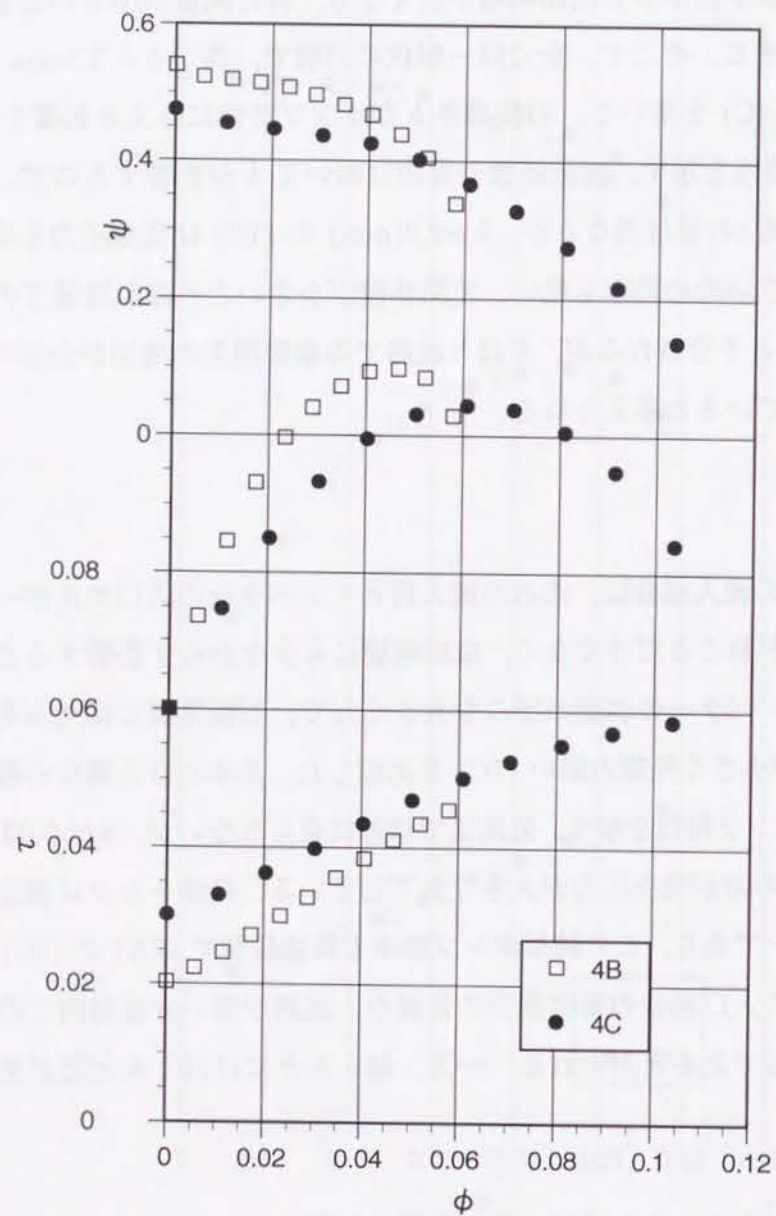


図 3.5: 羽根高さの影響

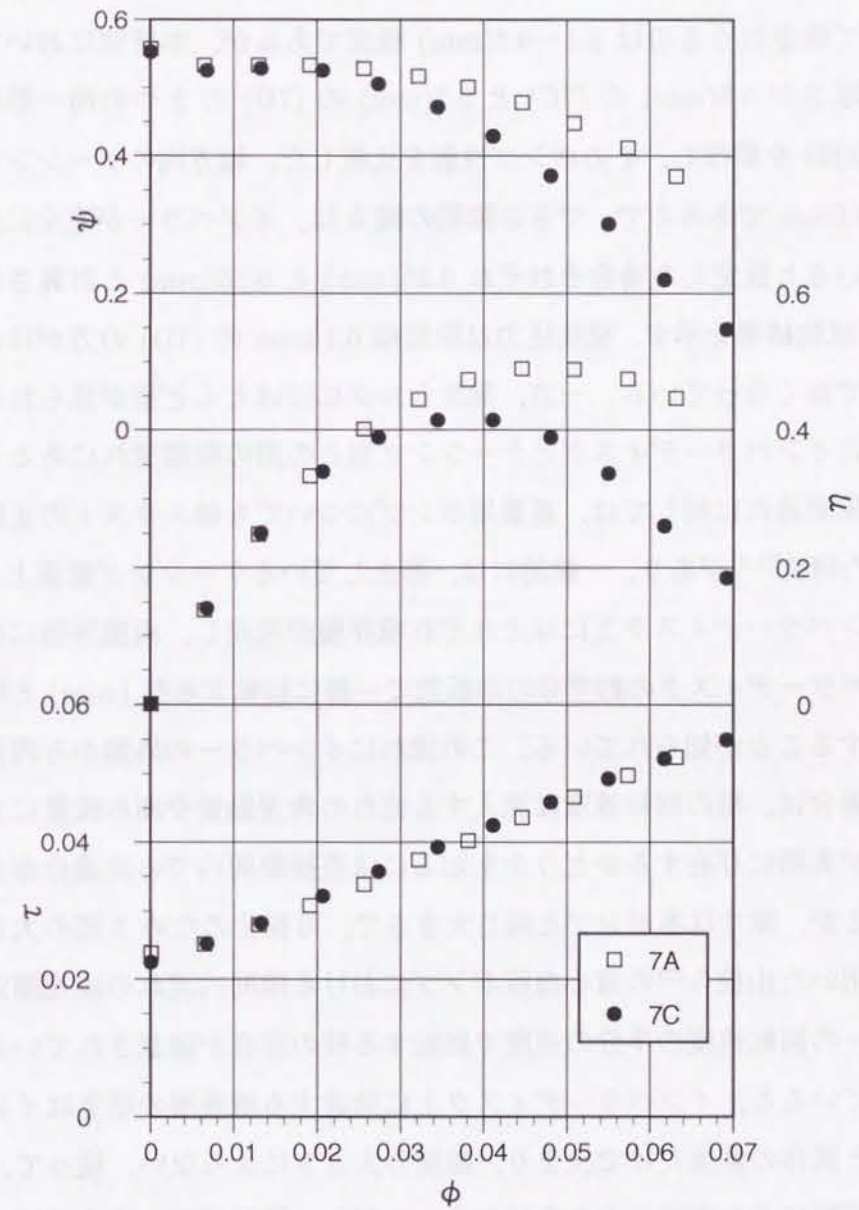


図 3.6: 翼形状の影響

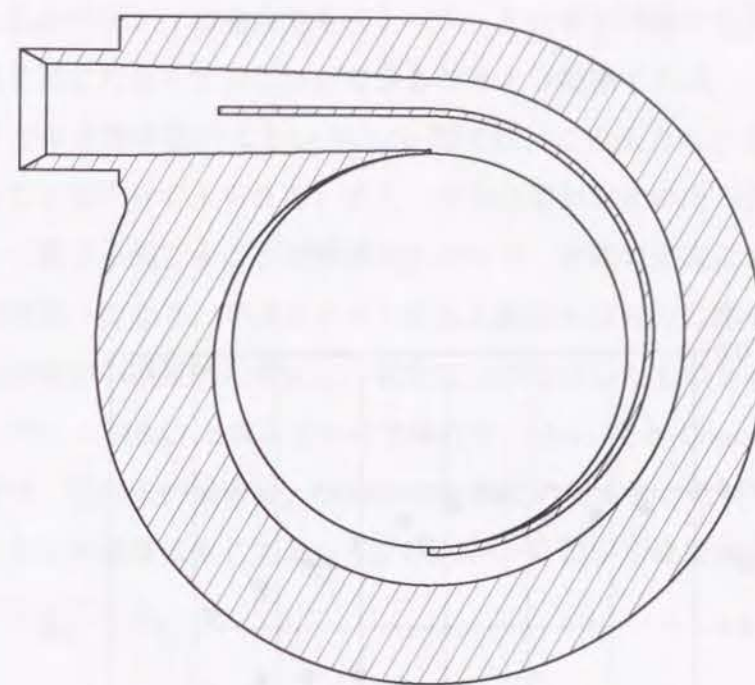
の姿勢が急に变化し、インペラーに外力がかかった場合に、インペラーがケーシング壁に接触する可能性があるため、狭すぎてもいけない。また、流体力学的には、隙間が狭いと流路抵抗が増加するため、隙間を通して出口から入口に逆流する流量が減少するので漏れ損失を小さくすることができると考えられるが、隙間が狭くせん断速度が大きくなりすぎると円板摩擦損失が増加すると共に血液が隙間を通過する間にうけるダメージが大きくなるなどの不具合が生じる。本ポンプの場合、隙間の大きさとして許されうるのは 0.1~0.5(mm) 程度であるが、本研究においては、インペラーの厚さが 9.5(mm) の (7C) と 9.7(mm) の (7D) の 2 つの同一形状インペラー (7 枚羽根) を製作し、そのポンプ性能を比較した。軸方向のケーシング壁の間の距離は 10.0mm であるので、できる隙間の幅 h は、インペラーが完全に隙間中心で浮上していると仮定した場合それぞれ 0.25(mm) と 0.15(mm) と計算される。図 3.7 に、特性試験結果を示す。発生圧力は隙間幅 0.15mm の (7D) の方がほぼ全流量域にわたって高くなっている。一方、発生トルクにはほとんど差が見られない。両者の差は主にインペラーディスクとケーシング壁との間の隙間流れにあると考えられる。この隙間流れに関しては、産業用ポンプについても軸スラストの正確な評価を目的とした研究^(1,2)があり、一般的には、静止しているケーシング壁面上と、回転しているインペラーディスク上にはそれぞれ境界層が発達し、両境界層に挟まれた部分はインペラーディスクの約半分の回転数で様に回転する核 (core) と呼ばれる部分が存在することが知られている。この流れにインペラーの外側から内側へ逆流が加わった場合は、核の回転速度は流入する流れの角運動量や漏れ流量に大きく依存する。核が実際に存在するかどうかを知るには直接隙間内での流速分布を計測する必要があるが、原寸は本ポンプと同じ大きさで、可視化のため 3 倍の大きさの相似モデルを用いた山根ら⁽³⁾の遠心血液ポンプにおける隙間内流れの流速測定ではほぼインペラーの回転速度の半分の速度で回転する核の存在が確認されている。この核が存在していると、インペラーディスク上に発達する境界層の厚さはインペラーの回転速度と流体の粘度だけで決まり、隙間の大きさによらない。従って、円板摩擦損失は隙間幅によらず同じ大きさになる。ただし、隙間が広い場合は核の部分の体積が大きいため、当然流路としての抵抗は小さくなり、結果的に漏れ流量が増えることが予想される。したがって、(7D) が (7C) よりも全損失が少ないため、効率が高くなっていると考えられる。

図 3.7: 隙間幅の影響

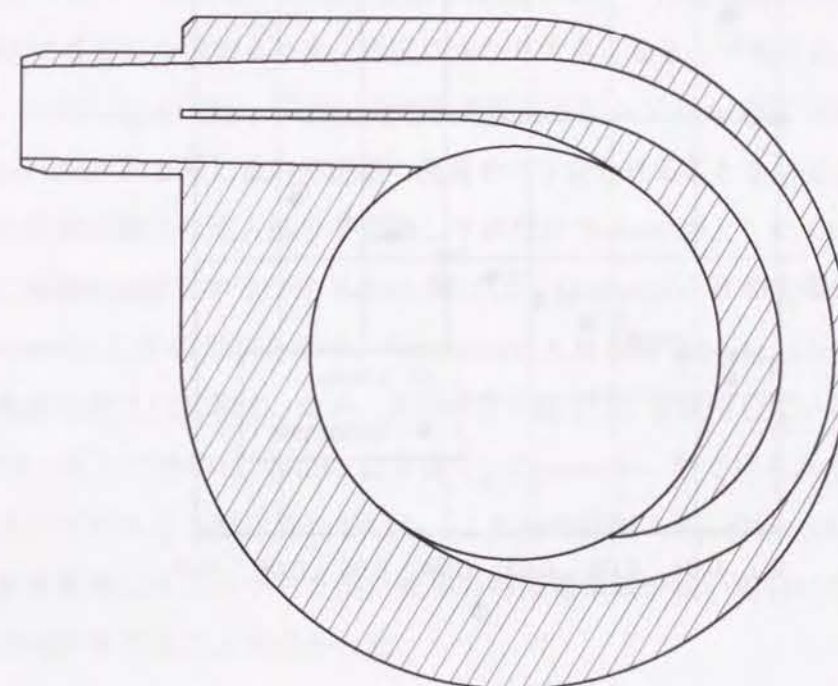
3.2.3 ディフューザ形状の影響

通常のポンプは設計流量におけるポンプ効率を重視するので、ディフューザの形状としては、設計流量においてインペラーの全方向から均等に流出する Volute 型が用いられる。ところが、低流量での性能を重視する場合には、再循環領域や逆流領域がふえることはかえって損失を増加させてしまうおそれがあり、広い運転範囲が求められる場合には、必ずしも Volute 型が最適であるとは限らない。ここでは、図 3.8 に示す 2 種類の形状をもつディフューザを製作し、ポンプ特性を比較した。

ケーシングの基礎円半径は (a) の Volute 型が 26(mm)、(b) の Concentric 型が 27(mm) となっている。(a) には適正流量が存在し、インペラーの最適流量とディフューザの最適流量が一致していれば、流体はインペラーから周方向に均一に流出するため、効率も高く、インペラーに働く半径スラストも小さい。しかし、適正流量から離れるにしたがい、流れの周方向の均一性がくずれ、インペラーからの流出が偏り、インペラーでの水力損失と半径スラストが増大する⁽⁴⁾。これに対し、(b) は出口が一部分にしか存在せず、流体はインペラーと共に剛体運動をおこない、出口部分においてのみインペラーから流出すると考えられる。したがって、低流量域での余分な空間における渦損失が少なく、また出口部分においてのみインペラーから流出するので剥離が小さいと考えられるため、特に低流量において損失を少なく抑えることができる可能性がある。図 3.9 に、ディフューザ形状を比較した結果を示す。インペラー形状は (7A) を用いた。Concentric 型ディフューザの方が発生圧力も高く、軸トルクも小さいので、ポンプ効率が広い範囲にわたり高くなっている。ところが、低流量域部分において流量の変化に対して発生圧力が不連続に変化する部分が見られる。この部分では、発生圧力が変動することが観察された。これと類似した現象が、両吸い込み型のポンプにおいて、締め切り状態から徐々に弁を開いて行くと、二つのインペラーのうち一方から流出がはじまり、一部は他方の羽根車に逆流をおこす場合に見られることが報告されている⁽⁵⁾。本ポンプは二重ケーシングを採用していることにより、二つの流路間で同様の現象が生じる可能性がある。すなわち、二つ存在する流路のうち一方では流れが出口に向かっているが、もう一方では出口から入口へと向かう逆流が生じている現象である。実際、締め切り運転を行っている状態でポンプ内に気泡を混入させると、一方の流路における逆流が容易に観察された。ただし、この逆流は Concentric 型のみならず、Volute 型でも観察されているので、圧力の不連続の直接の原因とはいえないが、文献 (5) に示されるよ



(a) Volute 型



(b) Concentric 型

図 3.8: ディフューザ形状

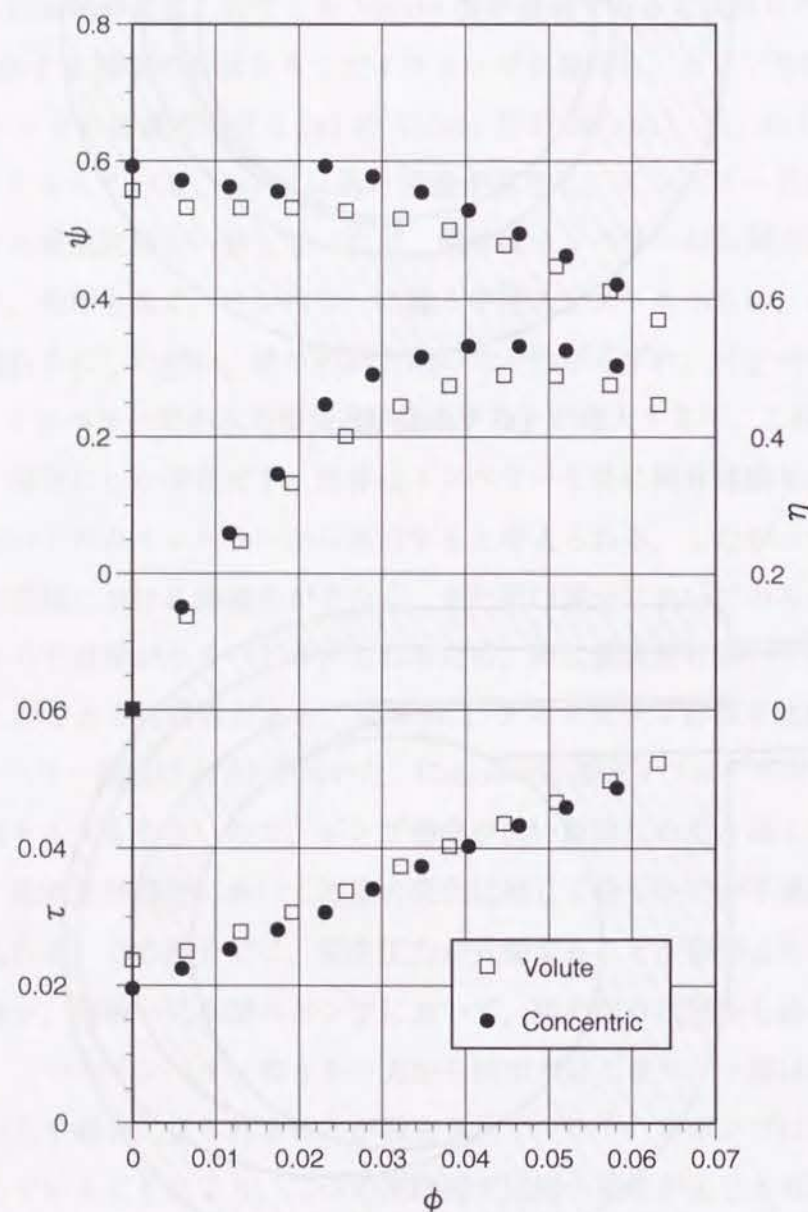


図 3.9: デイフューザ形状の影響 (7A)

うに、両吸い込みのポンプの場合でもインペラーを仕切る円板の直径を小さくすることで不連続を目立たなくすることができることから類推すれば、二つの流路の合流部に至るまでの流路体積が大きい Volute 型では、この圧力の不連続が目立たなくなっていることは十分考えられる。また、浮上位置センサの出力信号も圧力の不連続点において変化を起こすことが観察されたので、流路の逆流によりインペラーからの流出が不均一になり、半径スラストが永久磁石の復元力に勝った結果、インペラーの浮上位置が不連続的に変化する、発生圧力が変化したものと考えられる。

一方、インペラー (16A) と組み合わせた場合の Volute 型と Concentric 型の性能を図 3.10 に示す。(16A) の場合は、Concentric 型との組み合わせでも (7A) で見られたような圧力の不連続は生じておらず、Concentric 型が全流量域にわたってポンプ効率も高くなっている。

3.2.4 Concentric 型デイフューザの改良

Concentric 型デイフューザの発生圧力の不連続現象を解消するため、Concentric 型ケーシングの形状を以下の考えに沿って改良した。

二重ケーシングの内側と外側の流路を比較すると、外側流路は長さが約 4 倍で、かつ 180°の曲がりを有するため、抵抗はかなり大きくなると予想される。そこで、効率の高い Concentric 型と、発生圧力の不連続点のない Volute 型の中間的な形状として、Concentric-A と同じく内外流路の流量をつり合わせることを目的として流路抵抗の大きい外側流路への流入部分を切削し半分だけ Volute 型とした Concentric-A 型、ならびに両側の流路を半分だけ Volute 型にした Concentric-B 型を製作した。図 3.11 に Concentric-A, B の形状を示す。Concentric-A, B 型を Volute, Concentric 型と比較した結果を図 3.12 に示す。なお、インペラーは (7A) を使用している。Concentric-A, B では、ポンプ効率は Volute より高く、Concentric 型で見られた圧力の不連続は解消されていることが示されている。これらの結果より、Concentric 型の流路が狭く、低流量時にインペラーを出た流体の再循環領域が狭い場合には発生圧力の不連続的变化が生じることがわかった。

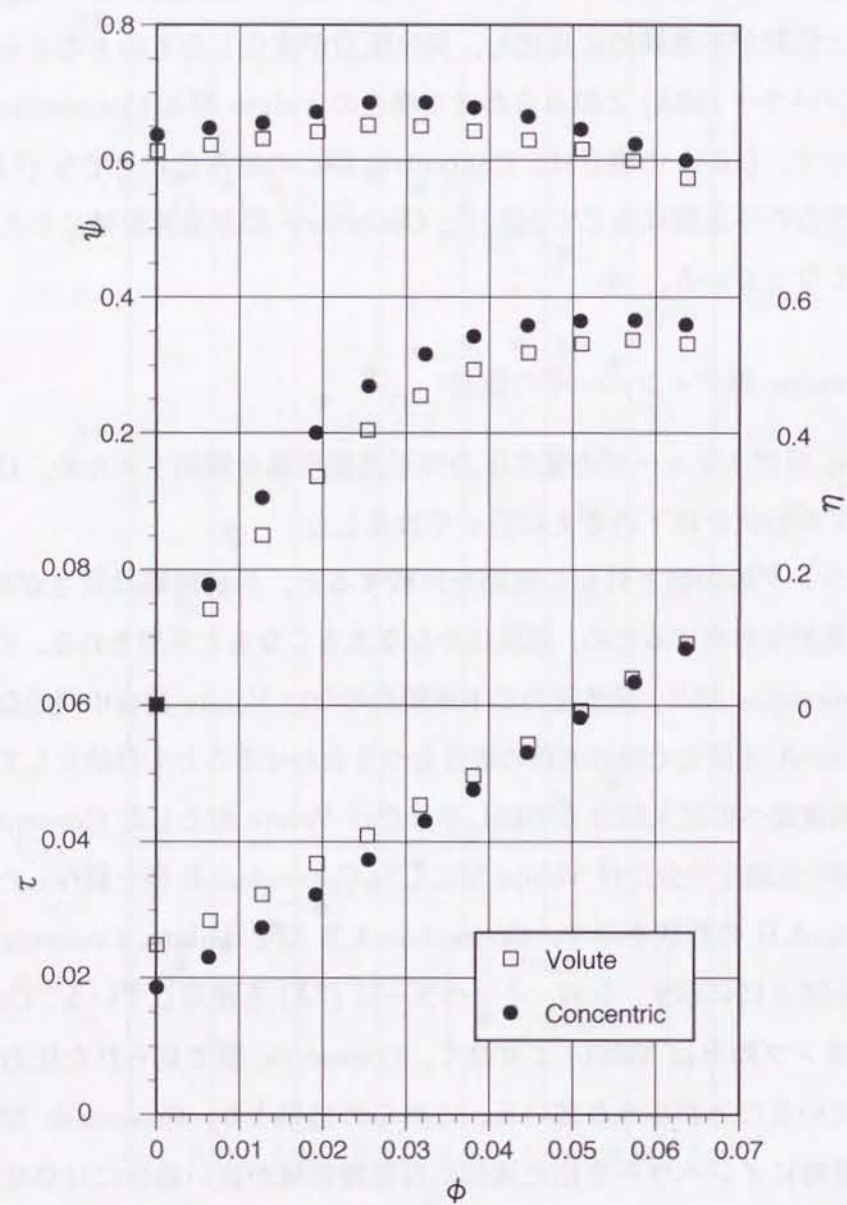
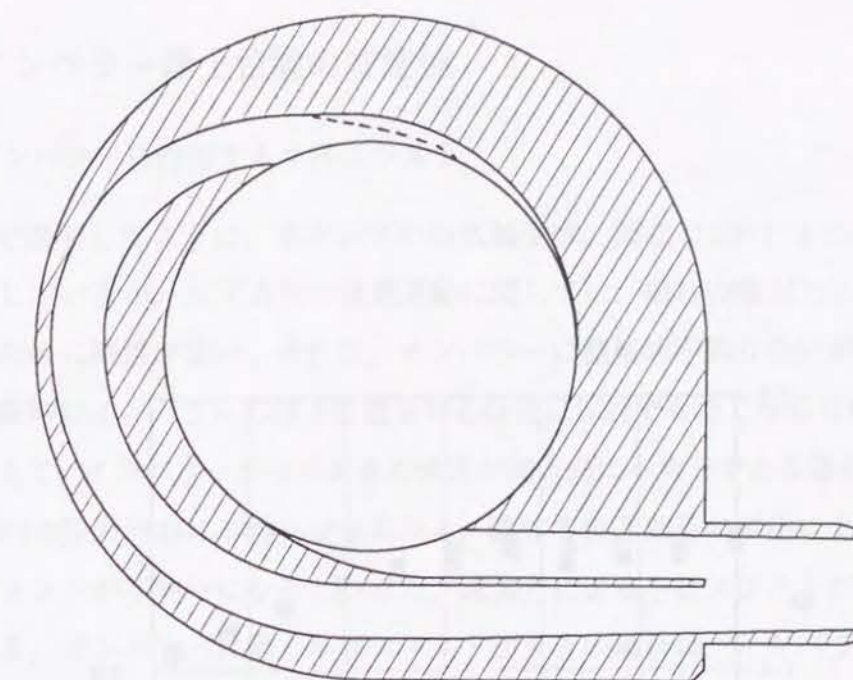
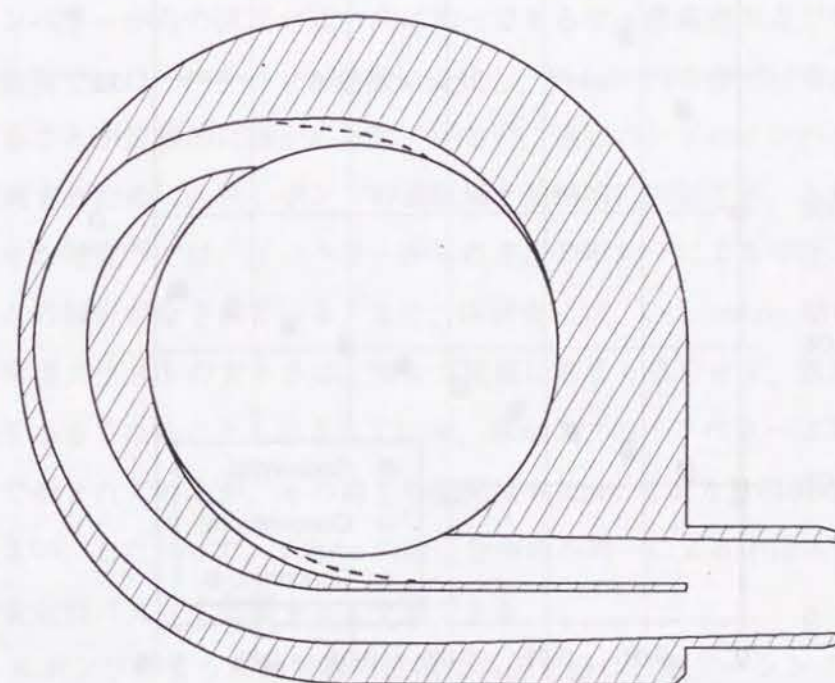


図 3.10: ディフューザ形状の影響 (16A)



(a) Concentric-A



(b) Concentric-B

図 3.11: 改良 Concentric 型ディフューザの形状

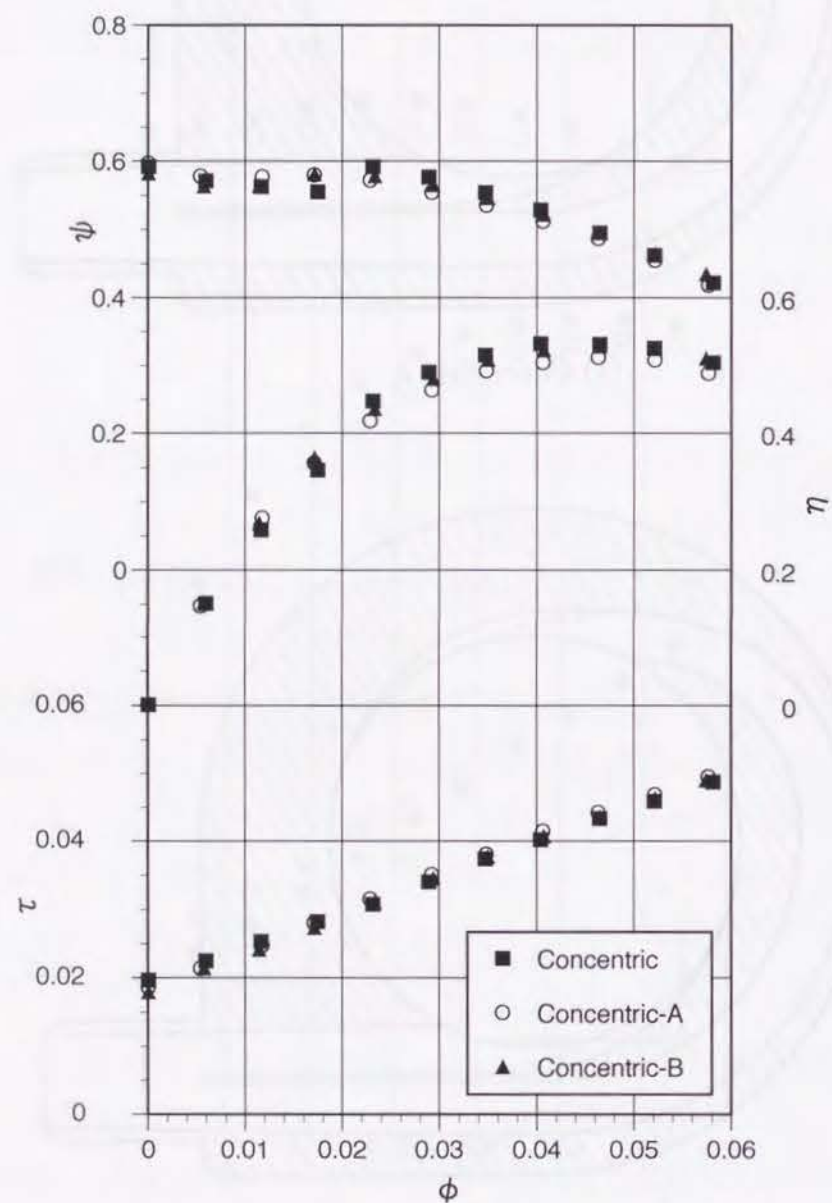


図 3.12: 改良 Concentric 型ディフューザの効果

3.3 インペラー浮上位置の安定性

3.3.1 インペラーに作用する半径スラスト

2.3 節で説明したように、本ポンプの磁気軸受は、図 2.4 に示す 3 つの自由度を能動制御しているが、X, Y 方向の並進運動に関しては、磁石の吸引力による受動制御であるために剛性が低い。それ故、インペラーに機械的不釣り合いがある場合には高速回転時にインペラーの浮上位置を中心付近に保持できなくなる可能性がある。それに加えて、インペラーからの流体の流出が周方向に不均一である場合には、ディフューザ内の圧力分布に不均一が生じたり、流体の角運動量の変化により翼に作用するモーメントが不均一になるといった、流体力による半径スラストがインペラーに作用する。インペラーに働く半径スラストが大きい場合は、インペラー浮上位置が半径方向に変位し、ふれ周り運動、ディフューザ壁との接触、さらに浮上位置制御不可能といった、血液ポンプとしては不都合な現象を招く恐れがある。

産業用の遠心ポンプでは、Volute 型のディフューザを使用した場合は、最高効率点ではインペラーからの流出が周方向に均一であるが、最高効率点でない運転点では、舌部前後でフローパターンが急激に変化し、Volute 内の静圧分布が周方向に不均一になることが実験的に確かめられている⁽⁷⁾。遠心ポンプのインペラーに働く流体力を推測するために、遠心ポンプの回転軸を強制的に回転させ、ふれまわり運動を実現させた研究⁽⁸⁾では、インペラーからの流出の不均一による半径スラストが重要であるとの報告がなされている。また、同研究には、Concentric 型のディフューザでは、半径スラストの大きさは、ポンプ流量にあまり依存せず、低流量域でスラストが若干小さくなることも示されている。本ポンプのインペラーは羽根が 2 枚のディスクで挟まれているが、その高さの総和は 6.0mm であり、羽根の高さ 3.5mm よりも大きい。したがって、Volute 内静圧分布の不均一による半径スラストは、浮上位置の安定性に大きく影響すると予想できる。

また、本ポンプのように軸対称の位置に舌部を持つ二重ケーシングを用いると、理想的には流れが軸対称になり、その結果インペラーに作用する半径スラストはきわめて小さくなる⁽⁹⁾が、本ポンプのような超小型ポンプにおいては、内側の流路と外側の流路の抵抗の差が相対的に大きくなり、流れの対称性がどの程度保たれているか、換言すれば、どの程度の大きさの半径スラストが残っているかは不明である。また、低流量時には、2 つの流路が一つの環状流路を形成し、一方の流路から他方

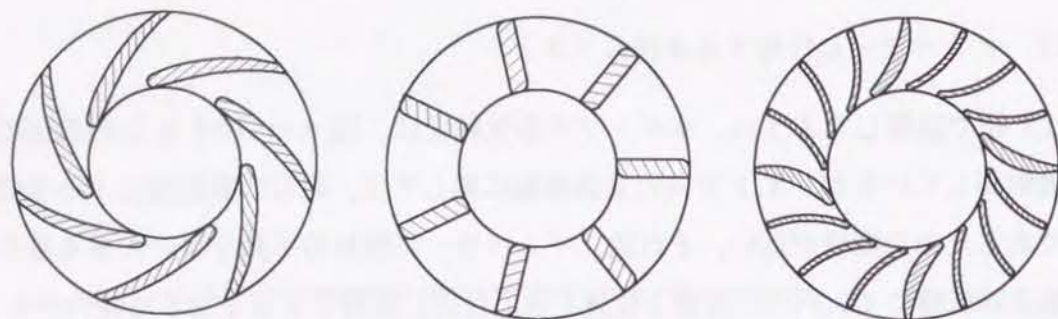


図 3.13: インペラー形状

へと逆流を起こすことが観察されており、そのような条件下では、インペラーに作用する半径スラストが大きくなる可能性がある。

このように、インペラーに作用する半径スラストは、流体力に大きく影響されるため、インペラーの浮上位置の半径方向の安定性はポンプ形状により左右されると考えられる。そこで、本節では、運転中のインペラー浮上位置の半径方向変位量をレーザ変位計を用いて直接計測し、インペラー形状・ディフューザ形状と半径方向浮上位置の安定性について検討する。

3.3.2 実験装置

実験に使用したインペラーは図 3.13に示す 3 種類 (7A, 7B, 16A) である。半径方向の変位測定にはレーザ変位計 (Anritsu 製) を 2 台使用し、図 3.14に示すようにポンプケーシング側面からインペラーの回転面に水平に設置し、直角な 2 方向の変位をそれぞれ独立に測定できるようにした。重力の影響がないように、回転軸が垂直になるようポンプを設置した。レーザ変位計のターゲットは、インペラーのステンレスリング側面とした。また、ポンプケーシングの外壁は通常曲面だが、この実験に用いたケーシングはすべて、光の入射面ならびに反射面に相当する外壁部分が平面となるようあらかじめカットしている。変位とセンサー出力の関係については、測定されるすべての組み合わせ毎に X, Y 軸個別に水中にインペラーをおいた環境のもとで校正式を作成した。

測定に用いた座標系を図 3.15に示す。インペラーが浮上して静止している位置を原点とする。したがって、X, Y 方向の各変位 δ_x, δ_y により示される変位ベクトル $\delta = (\delta_x, \delta_y)$ は、インペラー中心位置の軌跡を表す。 δ_x, δ_y はそれぞれサンプリング周波数 16(KHz) でサンプリングされ、16 点の平均測定値がアナログ出力される。

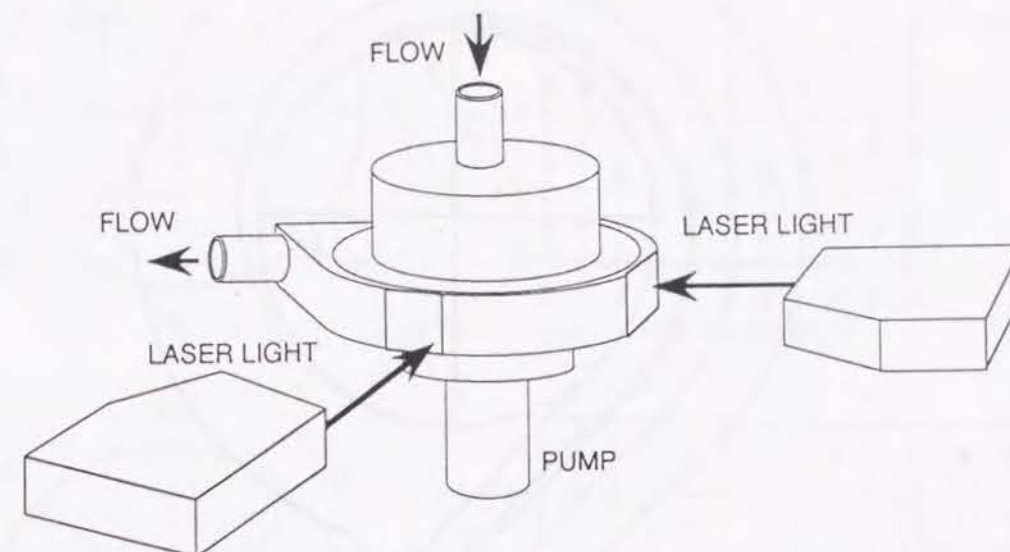


図 3.14: 変位測定実験系

このアナログ値を A/D 変換ボードによってサンプリング周波数 1(KHz) でデジタル値に変換し、パーソナルコンピュータに記録した。

このようにして測定されたインペラー浮上位置 δ_x, δ_y の時系列データより、インペラー中心の軌跡を得ることができる。本ポンプの場合、最も注目すべきことは、インペラーがケーシング壁に接触するかどうかである。そこで、インペラーに作用する流体力の平均的な傾向を示すため、一秒間 (1000 点) にわたる計測値 δ_x, δ_y の時間平均値 $\bar{\delta}_x, \bar{\delta}_y$ を用いて、偏心位置 $\delta_m = (\bar{\delta}_x, \bar{\delta}_y)$ を計算した。また、 $\delta_m = (\bar{\delta}_x, \bar{\delta}_y)$ を中心とした振動の程度を評価するため、 ϵ を、 δ_m からの距離 $\sqrt{(\delta_x - \bar{\delta}_x)^2 + (\delta_y - \bar{\delta}_y)^2}$ の時間平均値と定義して算出した。インペラーが δ_m を中心に円軌道を描くようなふれ周り運動を起こしている場合は、 ϵ の値はふれ周り半径に一致する。

3.3.3 実験結果

2000rpm の場合

図 3.17, 3.18に、それぞれ Volute 型ディフューザ、Concentric 型ディフューザと図 3.13の 3 種のインペラーの組み合わせの下で、ポンプ回転数が 2000rpm の場合の浮上位置 δ を示す。

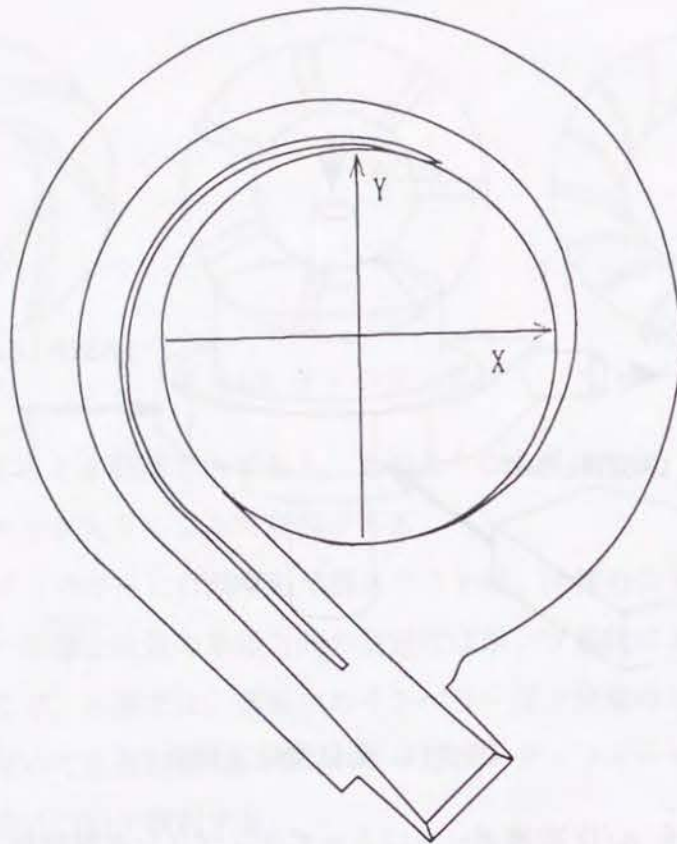


図 3.15: 変位測定座標系

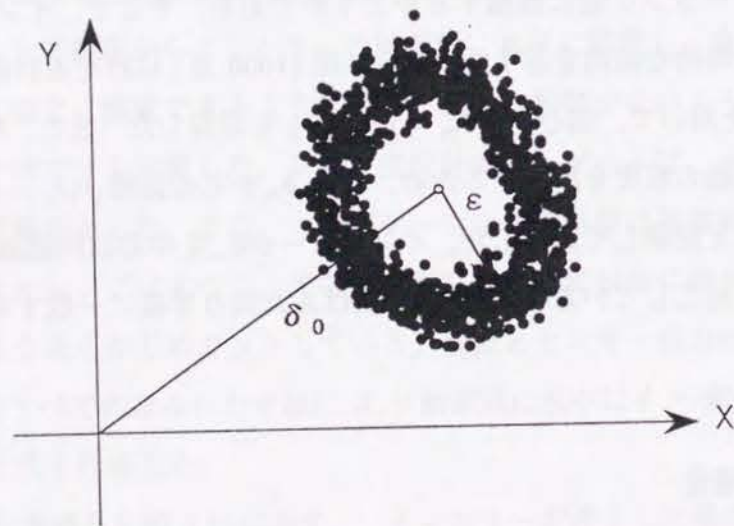


図 3.16: インペラーの偏心とふれまわり量

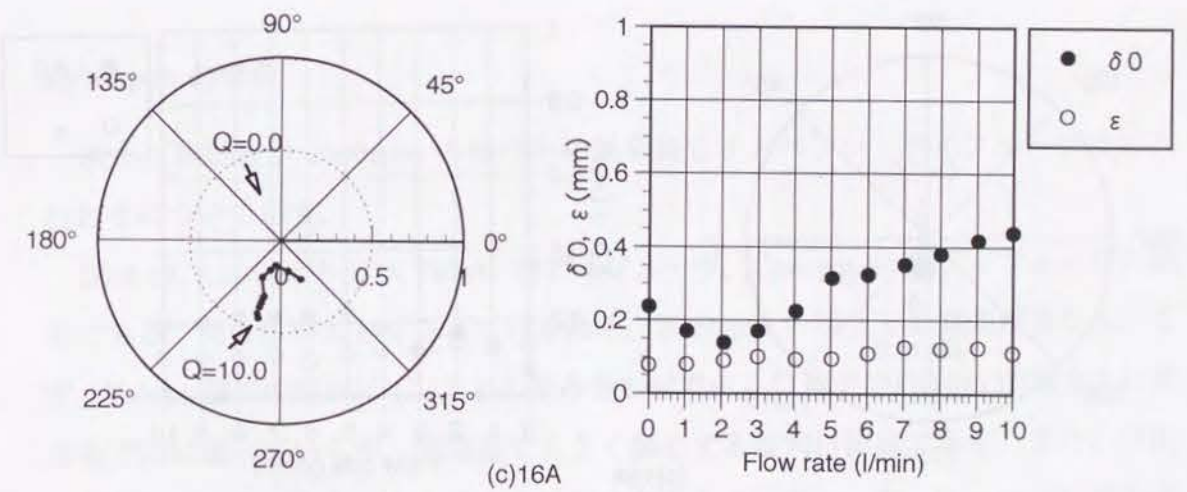
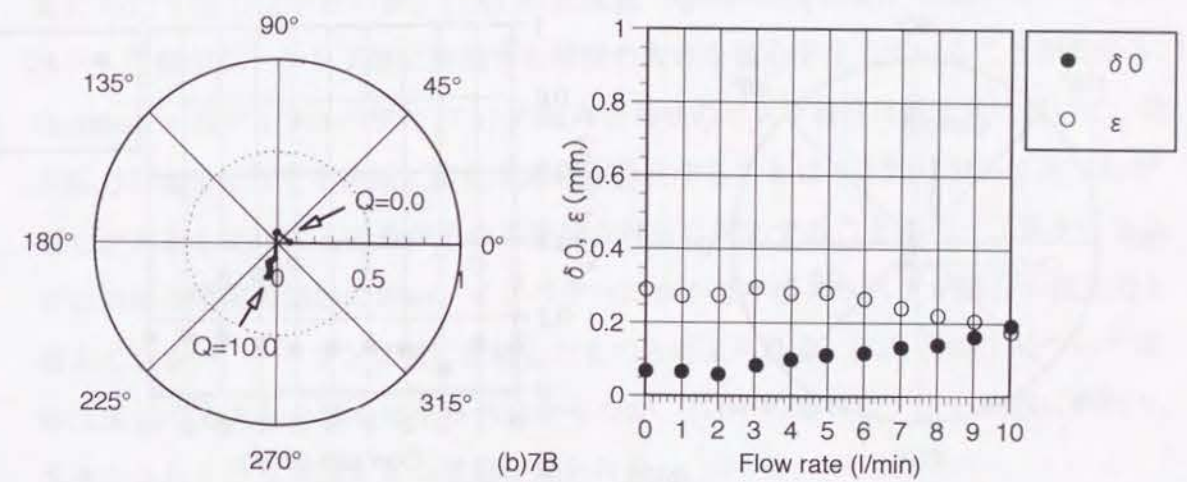
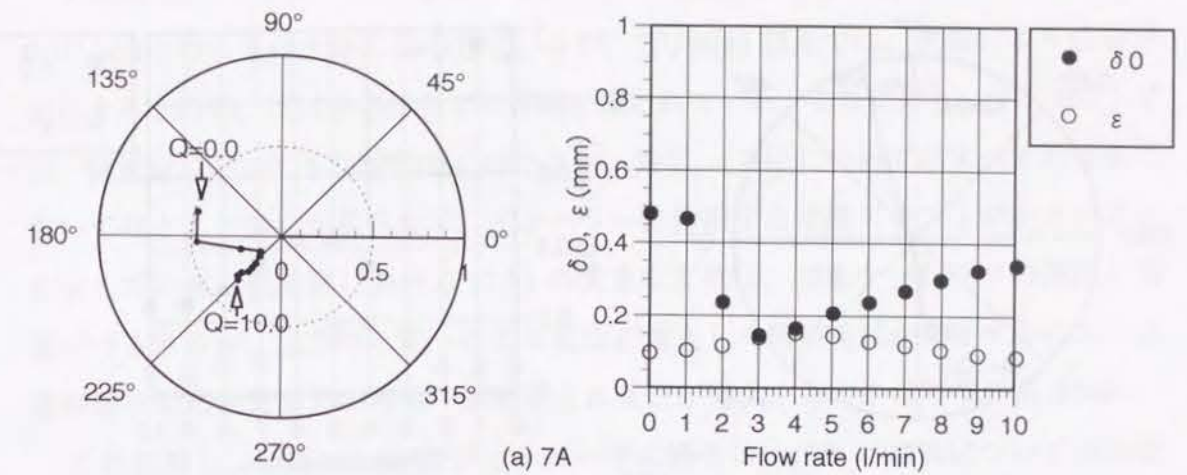


図 3.17: インペラーの半径方向変位 (Volute 型, 2000rpm) 左:平均中心位置, 右: 偏心量 δ_0 とふれ周りの大きさ ϵ

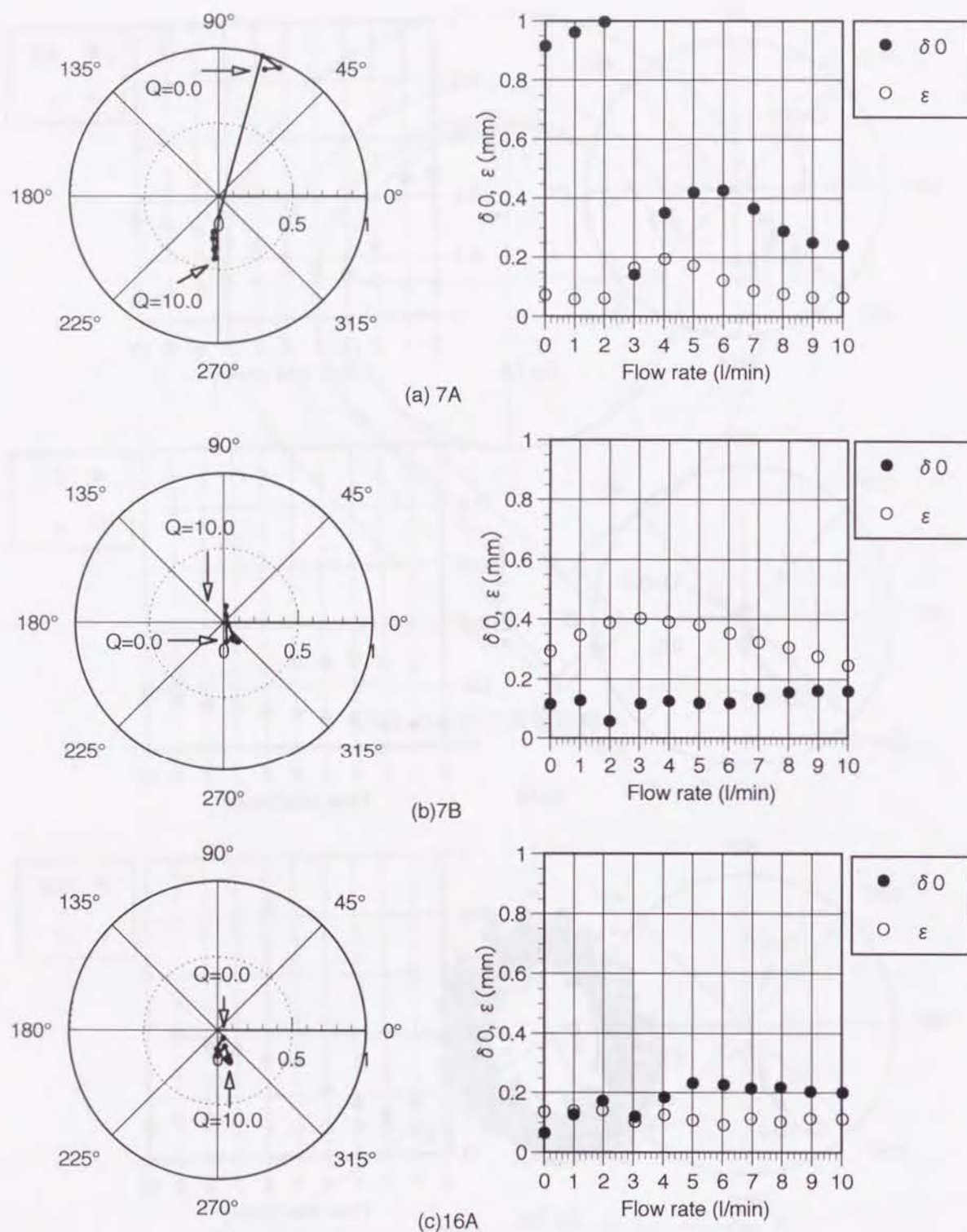


図 3.18: インペラーの半径方向変位 (Concentric 型, 2000rpm) 左:平均中心位置, 右:偏心量 δ_0 とふれ周りの大きさ ϵ

Volute 型ディフューザの場合, インペラー (7A) との組み合わせでは, 流量が 0.1(l/min) のときは大きく偏心しているが, 2(l/min) 以上では, 流量により位置が変化するものの, ほぼ中心付近での浮上が保たれている. これに対し, (7B, 16A) では, 低流量においても比較的偏心は小さい. 特に, (7B) についてはすべての流量においてほとんど偏心が見られず, インペラーに作用する半径スラストが小さいことを示している. 低流量における (7A) の大きな変位は, 二重ケーシングの逆流と関連づけられるが, 圧力の不均一により変位が増大した結果逆流が発生するのか, 逆流が発生した結果圧力の不均一が助長され変位が増大するのかは不明である.

これに対し, Concentric 型ディフューザの場合は, (7B, 16A) については全流量にわたり偏心は小さいが, (7A) の低流量 ($Q=0\sim2$ (l/min)) において, インペラー入口側がケーシング壁に接触する程度の大きな偏心を生じていることがわかる. Concentric 型ディフューザと (7A) の組み合わせのポンプ特性は低流量において, 発生圧力が流量に対し不連続に変化する点が存在することは 3.2 節において述べたが, 偏心が大きく変化する流量がその不連続点付近に対応することから, 二重ケーシングにおける逆流の開始に伴い, インペラーにかかる半径スラストが磁石の復元力を超えてしまい, ケーシング壁に接触したものと考えられる. (7B), (16A) については, 低流量域でも大きな偏心は見られなかったが, (7B) の場合は, 広い範囲にわたり, 大きなふれまわり半径をもつ運動が見られた.

2500rpm の場合

次に, 回転数が 2500rpm の場合の結果を同じインペラー・ディフューザの組み合わせについて示す.

図 3.19, 3.20 はそれぞれ Volute 型ディフューザ, Concentric 型ディフューザの結果である. 発生圧が大きくなっているため, 2000rpm の場合とは傾向が異なる. まず, Volute 型での傾向は (7A) との組み合わせで中心位置が 2000rpm の場合とは異なる方向に偏っているが, 低流量で大きく偏心する傾向は同様である. また, (7B) の平均中心位置は流量によらず中心付近に存在している. 一方, Concentric 型の場合は, (7B) を除いて, 低流量で浮上位置が大きく変位しケーシング壁に接触している場合もある. ポンプの発生圧力は回転数の 2 乗に比例するため, ディフューザにおける圧力の不均一に基づく半径スラストも同じように回転数の 2 乗に比例して大きくなるので, これが永久磁石と電磁石による磁気軸受の半径方向復元力を上回ると,

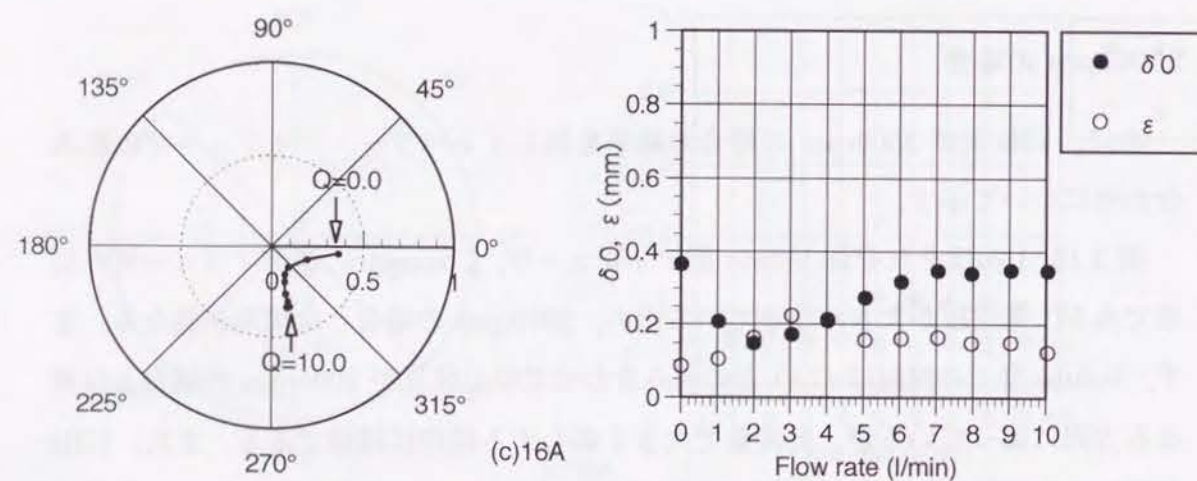
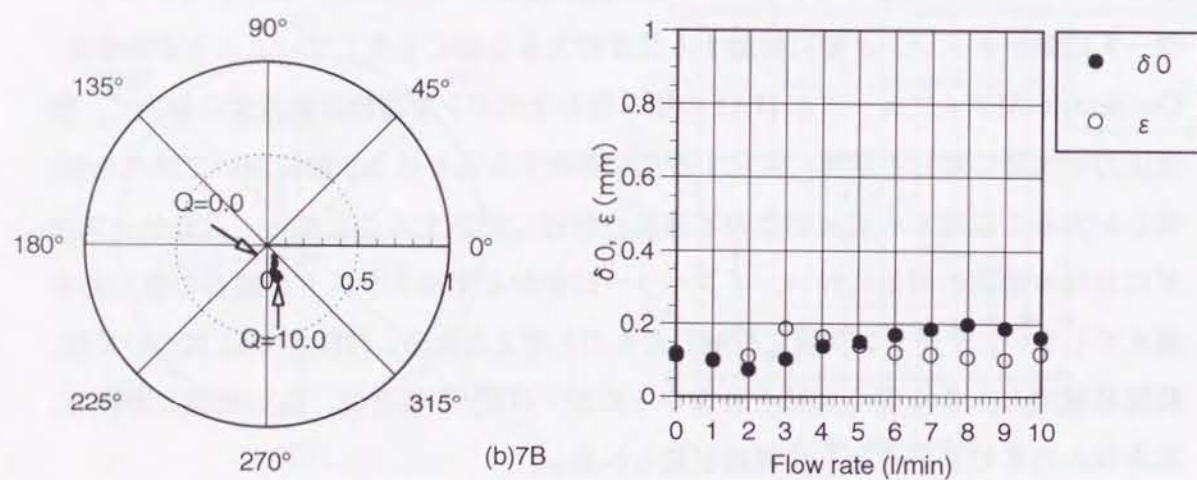
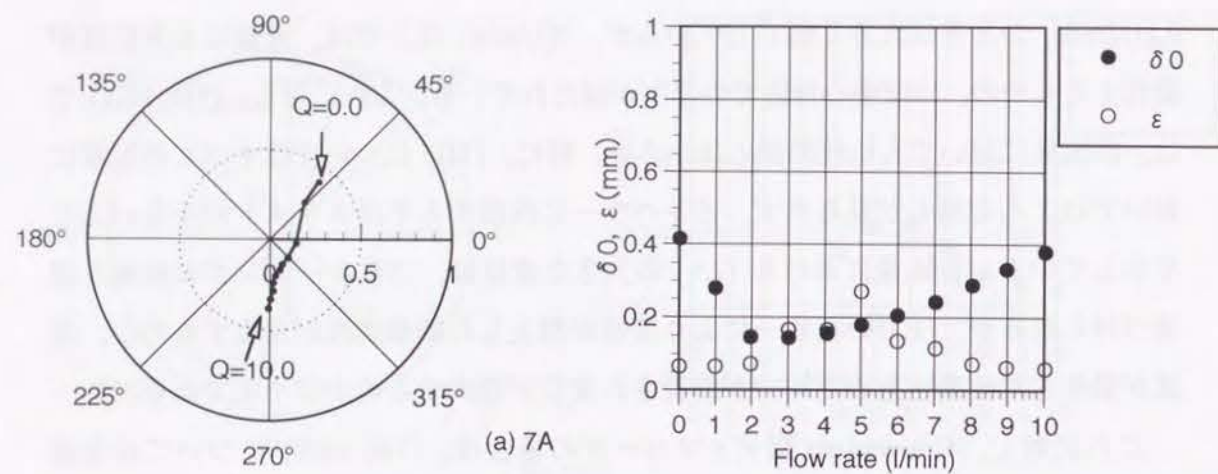


図 3.19: インペラーの半径方向変位 (Volute 型, 2500rpm) 左:平均中心位置, 右: 偏心率 δ_0 とふれ周りの大きさ ϵ

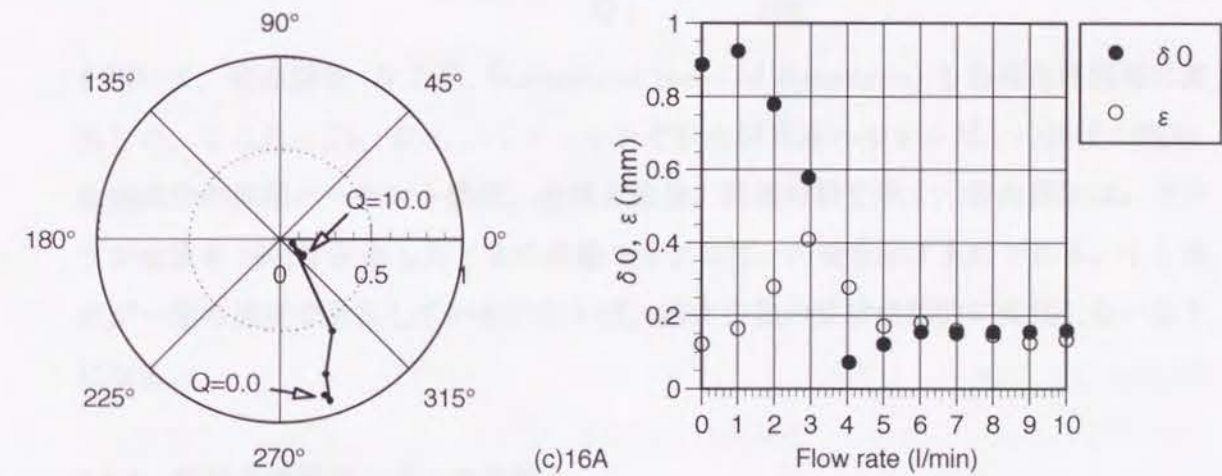
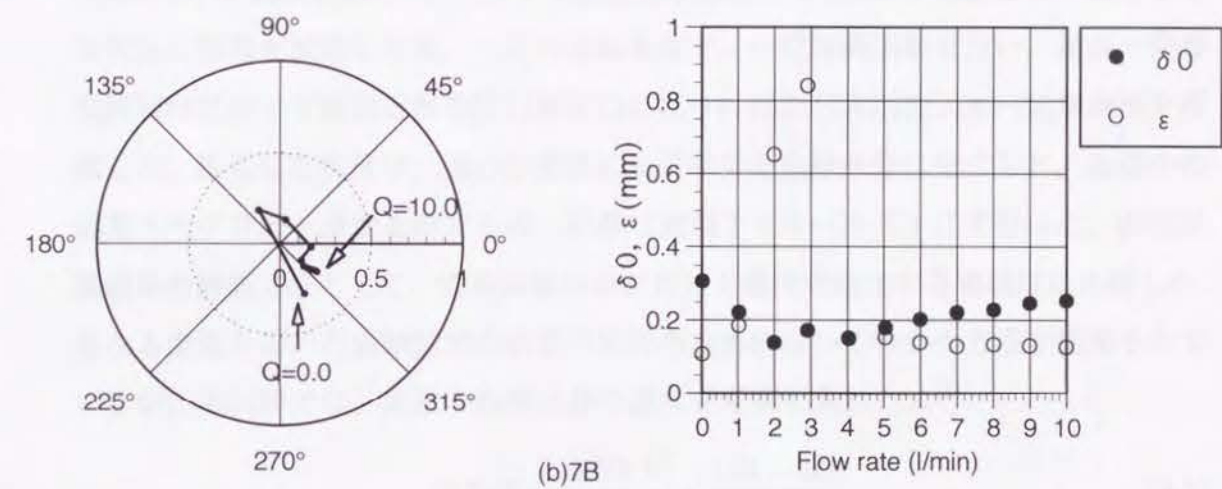
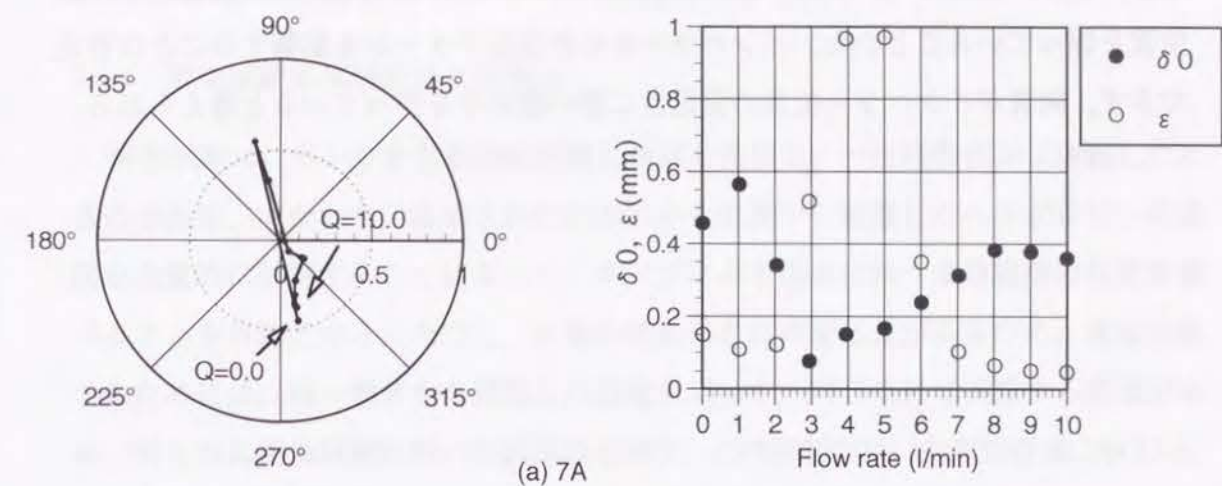


図 3.20: インペラーの半径方向変位 (Concentric 型, 2500rpm) 左:平均中心位置, 右:偏心率 δ_0 とふれ周りの大きさ ϵ

位置制御が不能となり、接触がおこることになる。ただし、(7B) だけは安定な浮上位置を保っていることから、インペラーからの流出パターンも影響することは否定できず、両者がインペラー位置の安定性に深い関わりを持っていると考えられる。

3.4 磁気浮上遠心血液ポンプの溶血評価

3.4.1 溶血試験の実験方法と評価法

溶血試験は、ポンプを含む閉鎖回路に血液を充填し、一定時間ポンプ運転したときの溶血量、すなわち、破壊された赤血球から血漿中に遊離したヘモグロビンの濃度を定量的に計測することによって、ポンプによる送血に伴う血球破壊の程度を調べることを目的とする。ただし、血球の壊れ易さには個体差があるため、直接比較するためには、同一個体から採取した血液を用いて、同じ条件で実験する必要がある。図 3.21 に溶血試験に用いた回路図を示す。この回路内に、血液保存液 (ACD-A, テルモ製) と抗凝固剤 (ヘパリン) を加えた牛屠殺血を 1000cc 充填した。このような状態に回路を設定した後、一定の運転条件で、一定時間運転を行い、途中一定時間間隔毎にポンプ出口近傍の圧力測定口に取り付けた三方活栓より一定量血液を採取した。採取した血液は、遠心分離後に血漿成分と血球成分に分けられ、血漿中の遊離ヘモグロビン濃度を測定した。試験は室温下 (25~29 °C) にて行った。溶血試験結果の評価方法として、直接遊離ヘモグロビン濃度の増加を各実験毎に比較した。異なる血液を用いた実験間での結果の比較のためにはいくつかの方法が提案されているが、本実験では、血液の血球成分の濃度を考慮に入れた式⁽⁵⁾

$$N.I.H = \frac{\Delta Hb V}{Q t} \times \frac{100 - Hct}{100} \quad (3.5)$$

を用いて、溶血指数 (N.I.H., Normalized Index of Hemolysis) を各採血時間毎に算出した。ここに ΔHb , Hct , V , t はそれぞれ血漿遊離ヘモグロビンの濃度の増加、血球成分の体積パーセント濃度、充填血液量、経過時間を示す。溶血指数は、ポンプが血液を 100(l) 送血したときの遊離ヘモグロビンの量を示すものである。もし溶血が一定の速度で進行しているのならば、溶血指数の値は経時的に変化しないことになる。

3.4.2 従来の血液ポンプとの比較

本ポンプによる溶血量が臨床的に許容できる範囲内にあるかどうかを確認するため、体外循環用遠心ポンプとして最も多く使用されている BioPump (BP-80, Medtronic 社製) と比較検討を行った。BioPump については 1.2 節でも触れたが、図 3.22 に示すように、3 つ重ねたコーンを回転させ、そのあいだに挟まれた血液を粘性を

利用して送り出すポンプである。本ポンプのような羽根を持たないため、このポンプによる溶血は臨床上十分少ないとされている。ただし、血液の粘性を利用して流体に圧力を与えているためにポンプ効率は低い。

磁気浮上遠心血液ポンプのインペラーとしては、(16A)を使用した。また、本実験は全て室温(25℃)の下で行った。実験条件はポンプ流量 5.0(l/min)、発生圧力 100(mmHg)とした。実験は6回行った。全実験を通じての平均回転数は、磁気浮上遠心血液ポンプが 1863(rpm)、BioPump が 1653(rpm)であった。BioPump はコーンの外径が 80mm であるため、所要回転数は小さい。図 3.23に、6時間経過後の N.I.H について磁気浮上遠心血液ポンプ(MSCP と記載)と BioPump(BP80 と記載)を比較した結果を示す。N.I.H の数値には実験毎に大きな差が見られるが、磁気浮上遠心血液ポンプによる血球破壊はバイオポンプと少なくとも同程度であるといえる。

臨床に使用する血液ポンプに対する溶血量の基準は、各試験間での比較ができない以上決定することは不可能であるが、本実験の結果程度の溶血量であれば十分臨床使用において差し支えないと考えられる。生体内では、血球はつねに生産され続けているので、溶血量は溶血実験の結果よりもさらに少なくなると考えられる。なお、これまで経験してきた慢性動物実験において、遊離ヘモグロビン濃度は 10(mg/dl)程度の値を保っており、本ポンプにおける溶血は問題にならないことを確認していることを付記しておく。

3.4.3 インペラディスクとケーシング壁との隙間幅の影響

本ポンプにおいて、インペラディスクとケーシング壁面の隙間幅 h は、ポンプの水力学的性能に大きく影響するばかりか、血球破壊にも多大な影響を持つと考えられる。そこで、2つの異なる隙間幅をもち、翼形状は全く同一の2つのインペラーを用いて、溶血試験を行い、比較した。運転条件は流量 5(l/min)、発生圧力 100(mmHg)である。使用したインペラーは(7C)および(7D)であり、 h の値はそれぞれ 0.25(mm)、0.15(mm)である。実験は計4回行った。図 3.24にその結果を示す。表示には4回の平均±標準誤差を用いている。すべての試験において、(7D)の方が(7C)よりも溶血が少ない結果となっていた。この結果より、隙間幅を広くした場合の漏れ流量の増大が溶血に大きく影響することになると考えられる。

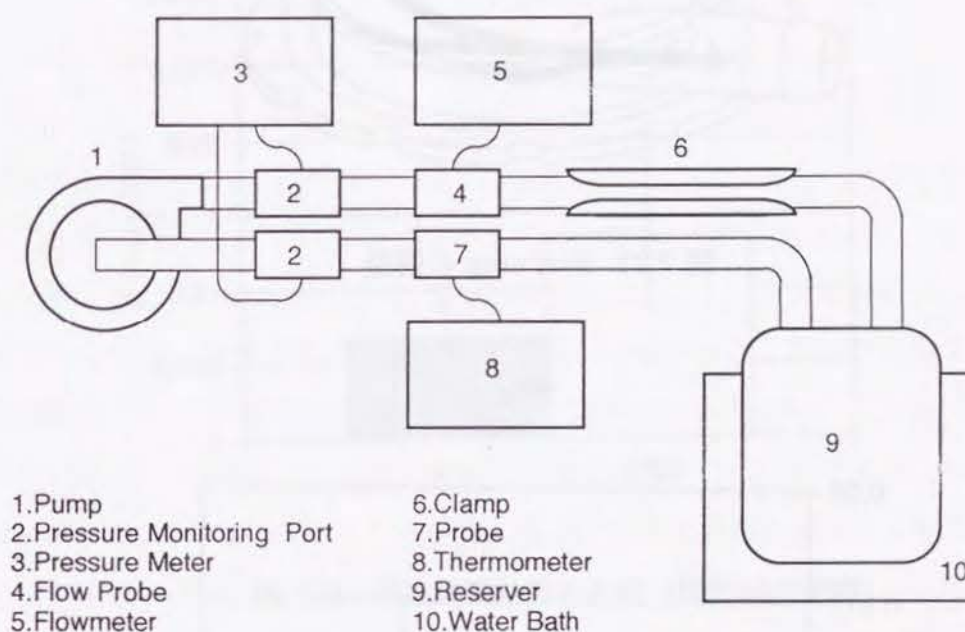


図 3.21: 溶血試験回路図

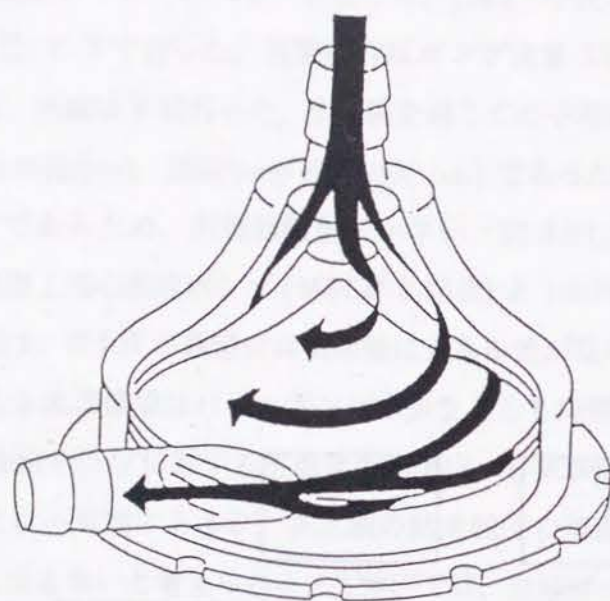


図 3.22: BioPump の構造

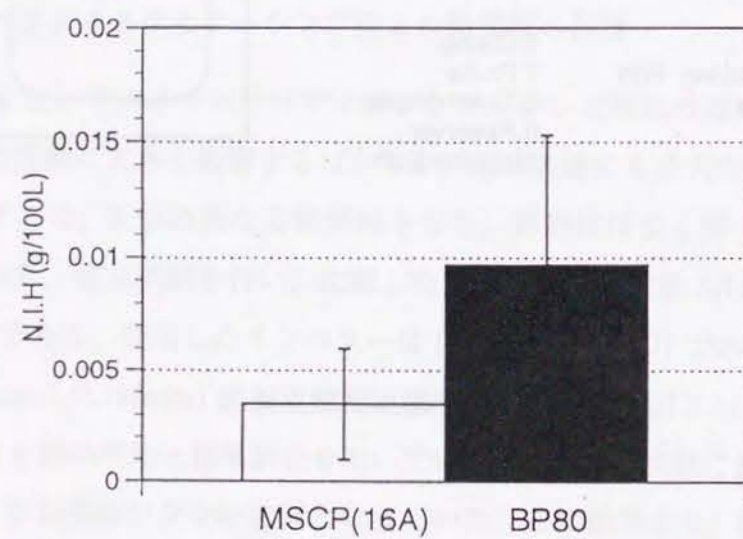


図 3.23: 溶血試験結果の比較

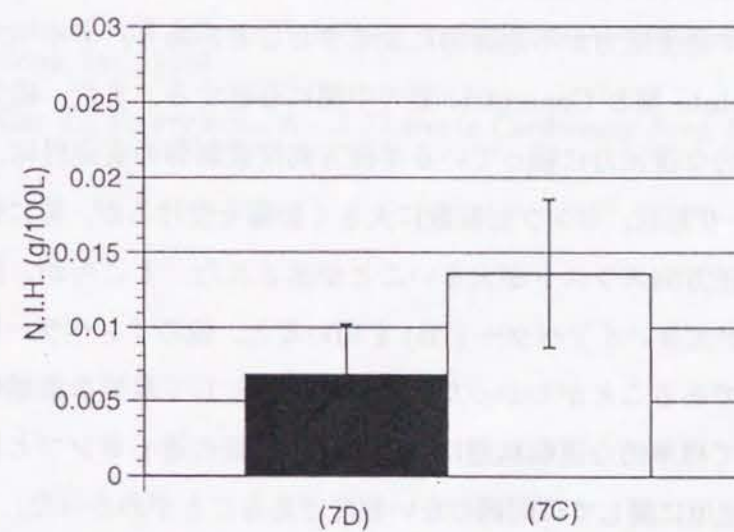


図 3.24: 溶血試験結果の比較 (隙間幅の影響)

3.5 結言

本章では、磁気浮上遠心血液ポンプのインペラーならびにディフューザの形状がポンプ性能ならびにインペラー浮上位置の安定性に与える影響について検討した。また、磁気浮上遠心血液ポンプによって生じる溶血量が臨床的に許容範囲であることを示すため、臨床使用されている市販の遠心血液ポンプと比較実験を行った。その結果、インペラー形状に関しては、羽根枚数が多く羽根出口角 β_2 も大きいインペラー (16A) が最も高い最高効率を示したが、人工心臓で使用するであろう流量域においては、いずれのインペラーもほぼ同じ効率であり、低流量で高い効率を実現するインペラー形状を見いだすに至らなかった。ディフューザ形状に関しては、Volute型よりも Concentric 型の方が全流量域にわたり効率が高いことがわかった。ところが、低流量域において発生圧力が不連続的に変化することがあり、ディフューザとしての最適形状は Volute 型と Concentric 型の中間に存在する。また、磁気軸受を構成する磁石の受動的な復元力に頼っている半径方向位置制御の安定性は、インペラー形状、ディフューザ形状、ポンプ回転数に大きく影響を受けるが、特に低流量域で変位が大きく、半径方向スラストが大きいことが示された。ところが、流体力学的には明らかに損失が大きいインペラー (7B) を用いると、他のインペラーに比べ浮上位置が比較的安定であることがわかった。血液ポンプとして重要な血球破壊に関して、人工心臓として標準的な運転状態においては、市販の遠心ポンプと同程度の溶血量であり、臨床使用に関しては問題のない程度であることがわかった。また、インペラー隙間幅と溶血量の関係を調べた結果、隙間幅が 0.25(mm) の方が 0.15(mm) のものに比べ溶血量が多く、隙間内流れと溶血には無視できない関係があることがわかった。

第3章の参考文献

- (1) 黒川・豊倉, 機論, 41-346 (1975), 1753.
- (2) 黒川・豊倉, ターボ機械, 4-5 (1976), 303.
- (3) 山根・他 3 名, 機講論, 95-26 (1995), 55.
- (4) Brennen C.E., *Hydrodynamics of Pumps*, Concepts ETI Inc. (1994).
- (5) 梶原, ポンプとその使用法, 丸善 (1957).
- (6) 黒川・山田・飯田, 低比速度うず巻ポンプの性能, ターボ機械, 18-5 (1990), 54.
- (7) 黒川・天坂, 機論, 49-448, B(1983), 2735.
- (8) Chamieh D.S, et al., *Trans ASME, Journal of Fluids Engineering*, 107-3 (1985), 307.
- (9) Stepanoff A.J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2nd edition, John Wiley & Sons, Inc., 1957.
- (10) Keller T., Hawrylenko A., *J Thoracic Cardiovasc Surg*, 54 (1967), 22.

第4章 磁気浮上式遠心血液ポンプ内流れの可視化

4.1 緒言

前章で、インペラーまたはケーシングの形状によるポンプ性能の変化を検討した結果、人工心臓として本ポンプを使用する低い流量では、インペラーの形状によってポンプ効率は特に影響を受けないことが示された。しかし、よりいっそうのポンプ性能の改良のためには、インペラー内の流体力学的損失の原因を明確にする必要がある。また、高速で回転するインペラー内で血液がダメージを受けないようにするためには、インペラー内流れの可視化に基づいた流路設計が不可欠である。

流れの可視化には、きわめて多くの手法が存在し、流速や必要とする空間分解能、得られる情報の種類によって適切な方法を選ばなくてはならない^(1,2)。回転流体機械の内部流れは、多くの場合高速で回転することと、機械の形状が複雑であることから、内部流れの流速や圧力の計測はきわめて困難であった。近年になり、コンピュータ性能が飛躍的に発達するにつれ、ターボ機械内の流れの数値解析も行われるようになってきたが、信頼性の高い設計ツールとして用いられるまでには至っていないのが現状である。近年、レーザーや画像処理の技術の向上により高速の流れの定量的流速測定が可能になってきており、ターボ機械の内部流れについても、定量的流速測定が可能になってきている。その代表はレーザードップラー流速計 (Laser Doppler Velocimetry, LDV) による流速測定であり、流れ場に直接プローブを挿入する必要がなく、高い測定精度が得られる。LDV を用いたターボ機械内部流れの研究はこれまで数多くなされているが、一点での測定であるために、流路内部全体の流速分布を求めるには数多くのデータを必要とする。流路全体の流速分布を得る方法には流体中に混入したトレーサ粒子をパルス状のレーザーシートで照明し、多重露光写真から個々の粒子を追跡する粒子追跡速度計測法 (Particle Tracking Velocimetry, PTV) や、連続した二時刻の高速撮影像の相互相関より流速を計測する粒子画像速度測定法 (Particle Image Velocimetry, PIV) などの方法が用いられるが、流路に相対的な流速を見るためには粒子の半径に応じた回転速度を差し引く処理が必要になる。また、これらの方法で得られる画像は静止画であり、流れ場の動的な変化をとらえる

には大変手間がかかる。一方、インペラー形状設計のためには、インペラー内での流れの剥離位置や、渦の形成の様子が定性的にせよ把握できることがまずは有用であると考えられる。そのためには、インペラー流路に相対的な速度の分布を観察することが有効である。

本章では、ポンプ内部が見えるように製作したポンプ模型を用いて、磁気浮上遠心血液ポンプのインペラー内流れ、ならびにインペラーディスクとケーシング壁の間の隙間内流れについて、インペラー形状の最適化を念頭に置き、レーザーシートを用いた注入トレーサ法ならびに油膜法を用いた観察を行う。

本章は次のような構成になっている。まず、4.2 節において、可視化用ポンプ模型の説明と、可視化用にレーザーシートを用いた粒子法により、インペラーに固定された座標系から見たインペラー内流れと、静止座標系から見たインペラーディスクとケーシング壁の間の隙間内流れの観察を行う。特に、インペラー内部における剥離領域の形成に注目する。また、4.3 節では、油膜法によるインペラー内流れの壁面付近の挙動観察を行い、レーザを用いた可視化映像の解釈の一助とする。

4.2 レーザーシートを用いたトレーサ注入法による可視化

4.2.1 可視化用ポンプの構造

磁気浮上遠心血液ポンプは、モータと磁気軸受の間にポンプ部が挟まれた構造をしているため、そのままインペラー内部の流れを外部から観察することは不可能である。そこで、ポンプ内部が観察できるように、流入口側にモータを組み込み、インペラーが流入口側ケーシング壁と接触しながら磁気カップリングによって回転するタイプの可視化用ポンプを製作した。半径方向の位置制御は実機同様磁石の回復力による受動的制御となっている。図 4.1 に可視化用ポンプの構造を示す。インペラーディスクが壁面に接触する部分には、接触摩擦力を低減するため、厚さ約 0.1mm のテフロン製リングが 3 枚はさまれている。その他のポンプ部の形状は実機と同じである。また、インペラーは永久磁石以外全てアクリル製であり、粒子以外の反射光を低減するために流路の一部は黒く着色してある。

4.2.2 実験装置

回転しているインペラーに固定した座標系から流れを観察するためには、回転像静止装置が必要である。回転像静止装置としては、台形プリズムあるいは直角プリズムを回転軸と一体化してポンプの半分の回転数で回転させる方法⁽³⁾が存在する。台形プリズムは、回転軸に対して非対称であり、回転数が増加すると振動を起こす恐れがあるので、本研究では、回転像静止装置として、回転軸に対して対称である直角プリズムをモータに取り付けて、インペラーと回転軸を一致させてポンプ回転数の半分のスピードで回転させ、プリズムで反射した像をハーフミラーを通して観察する方法⁽⁴⁾を用いた。図 4.2 にその原理を示す。図 4.3 に可視化実験光学系の模式図を示す。Ar イオンレーザー (Spectra-Physics 製、波長約 500nm, 4.4W) のレーザーをシリンドリカルレンズを通してシート状にし、インペラー流路中央断面の全体を照明するように導いた。ポンプ内のレーザー光の散乱が大きいので、インペラー内全体を照明できるように、レーザー光はレーザーヘッドから放射された直後でハーフミラーにより 2 つに分けられ、互いに正反対方向から照射されるようにした。また、注目しているインペラーとケーシングの相対的な位置関係が明確になるように、ポンプ中央部を黒いラバーシートで覆い、ケーシング舌部に相当する部分にスリットをつけ、散乱光が透過するようにしてある。

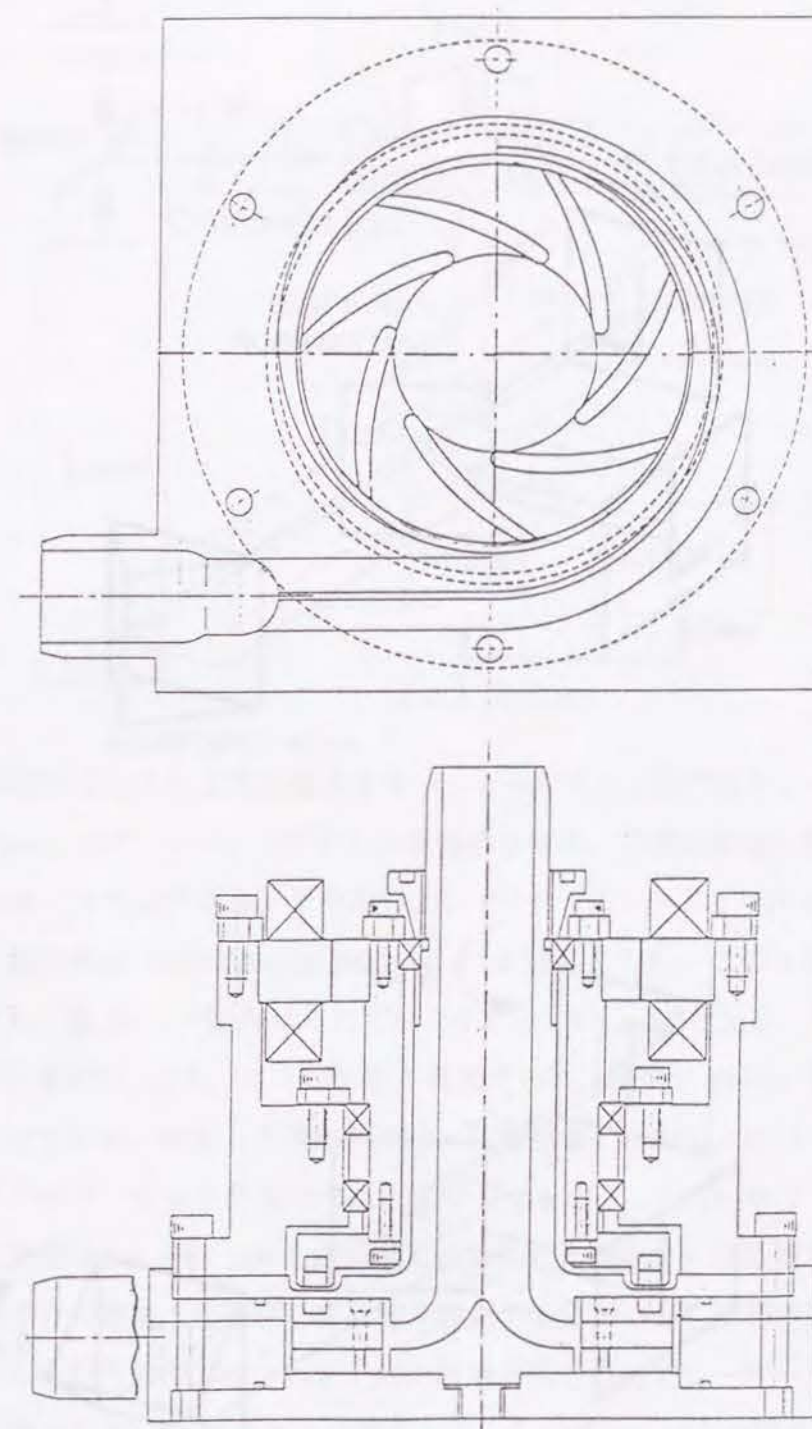


図 4.1: 可視化用ポンプの構造

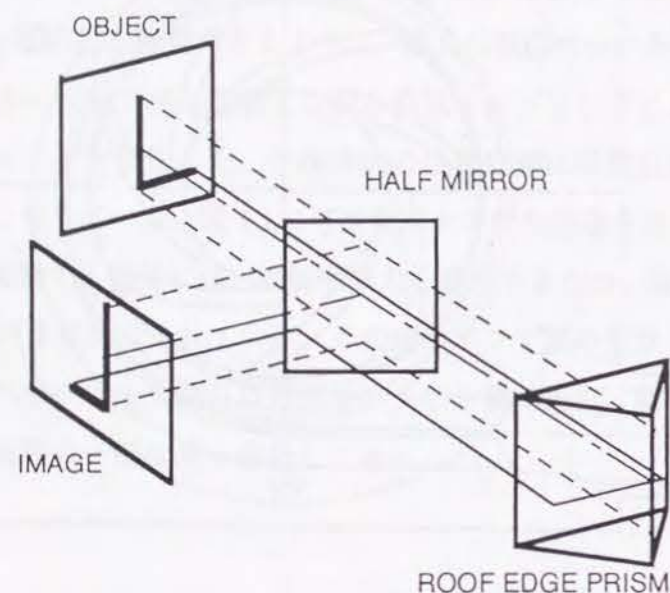


図 4.2: 回転像静止装置の原理

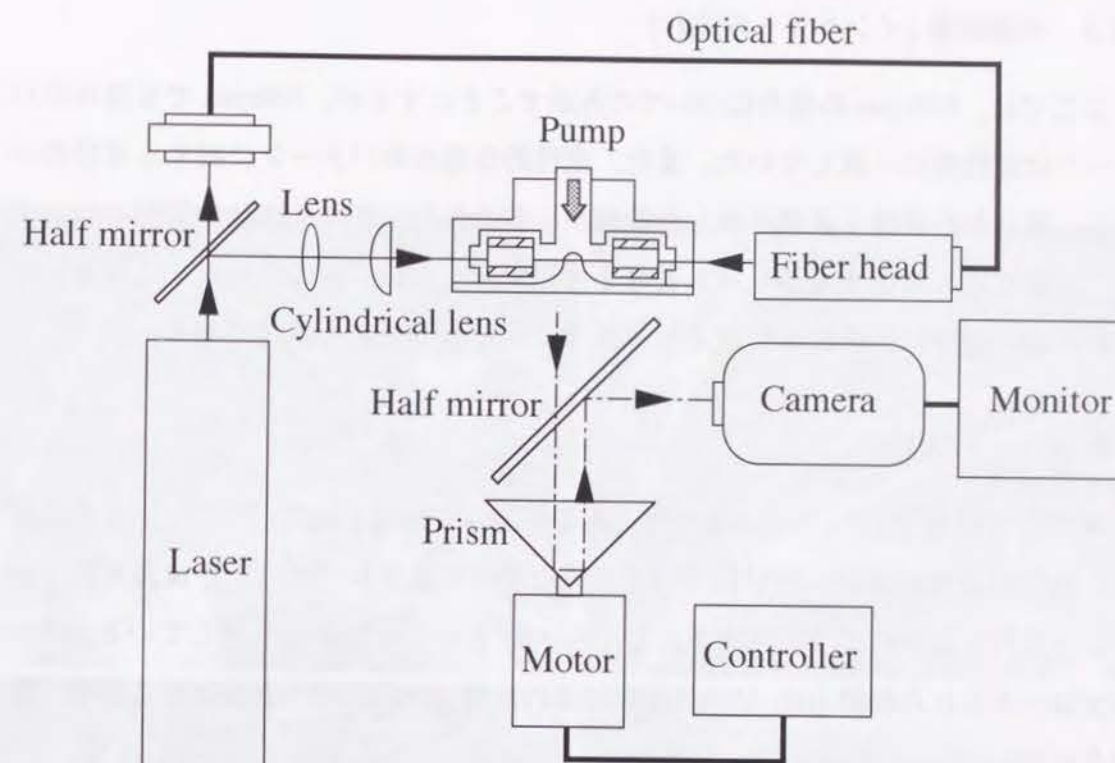
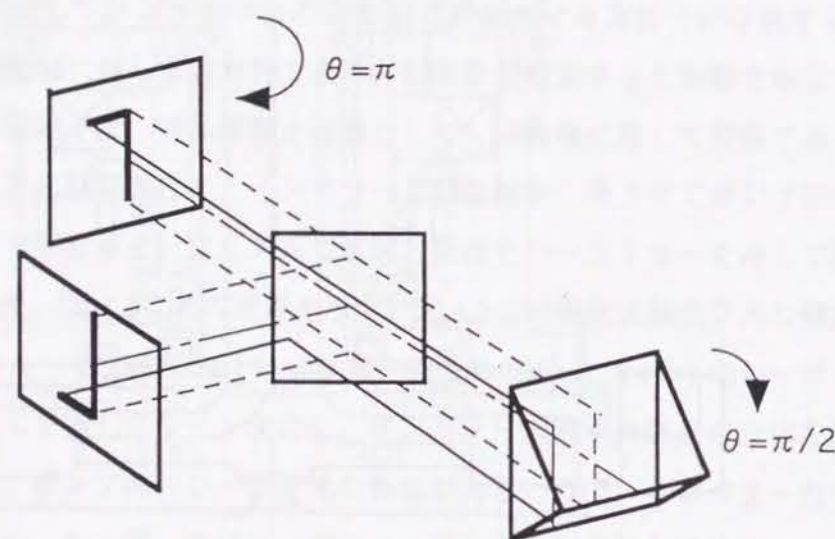


図 4.3: 光学系

動作流体としては常温水道水を用い、レーザ光を反射するトレーサには、大きさ約 $50(\mu\text{m})$ のポリスチレン粒子を少量分散させた。可視化画像の観察は撮影速度が毎秒 120 コマのビデオカメラを用い、シャッタースピード $1/120$ 秒で撮影した。ポンプの回転数は (i)300rpm, (ii)600rpm の 2 通りとした。このとき、ポンプの機械レイノルズ数 $Re = r_2^2 \omega / \nu$ はそれぞれ 2.0×10^4 , 3.9×10^4 となる。可視化を行ったインペラー形状は、(7A, 7B, 16A) の 3 種類であり、すべて Volute 型ケーシングと組み合わせている。撮影した運転状態は、流量係数 $\phi = 0.00, 0.02, 0.04$ の 3 通りである。インペラーにより最高効率点流量は異なるが、この Re の下での (7A) の最高効率点流量は $\phi = 0.04 \sim 0.05$ の範囲にあるため、測定された運転状態は最高効率点とその半分の流量、ならびに締め切り流量である。一方、隙間内流れの観察は静止座標系から行うので、インペラー内の観察と同じ方法でレーザ光で照明し、ポンプの正面から 35mm フィルムに撮影した。レーザシートのはきは 0.5mm 程度であるため、隙間は軸方向に関してほぼ全面にわたって照明されているので、軸方向の流速分布が一様でない場合は流跡が交差して見えることになる。

4.2.3 実験結果 (インペラー内流れ)

ここでは、600rpm の場合についてのみ示すことにするが、300rpm でも流れのパターンは定性的に一致していた。また、定性的な流れのパターンに関する考察の一部は、得られた画像を連続再生した動画から導かれた。また、流れの説明においては、可能な限り対応するフレーム番号を付記する。なお、画像の回転中心部分に見られる白い部分は、舌部の位置を示すスリットを通った光の軌跡である。

インペラー (7A)

締め切り流量 ($\phi = 0.00$) の場合は、舌部が流路を通過し流路がブロックされる際に、翼圧力面後縁付近に時計回りの大規模な渦が形成され (02~03)、流路が徐々に広がって行くにつれて下流へ流される (04~05) という行程を繰り返している。流れがブロックされた瞬間 (02) には負圧面付近の流体は一瞬入口へと逆流する様子も観察された。

最高効率流量の半分 ($\phi = 0.02$) の場合も、($\phi = 0.00$) の場合同様に、舌部通過に伴って流路がブロックされることにより、流出が一時ストップし (02)、圧力面後縁付近に大規模な渦が形成され (03)、流路の拡大と共に下流へと流される (04~06) が、渦の規模は ($\phi = 0.00$) の場合よりも小さい。インペラーからの流出は、大規模渦が存在するときは負圧面付近を流出しているが、渦が下流へ流されるとともに圧力面側に移っていくという、非定常性の強い流れパターンになっている。また、一回転を通じて、負圧面後縁部に流速の低い剥離領域が存在している。

最高効率点付近 ($\phi = 0.04$) では、舌部の通過に伴い流れパターンが乱され (01~03)、インペラーからの流出パターンが一時不明瞭になるが、低流量で見られた明確な大規模渦は見られず、主流は主に圧力面に沿って流出している。また、負圧面は全体にわたって流れが剥離しており、流速の低い淀み領域が存在している。

このように最高効率付近では、時間的に大きく変動しない、圧力面に沿った流れパターンが形成されているが、流量によらず負圧面の後縁付近には相対流速が低い領域が形成されること、また、低流量に置いては、舌部通過時に圧力面後縁付近に大規模な渦が形成されては後流へ流されるパターンが見られることがインペラー (7A) 内流れの特徴である。

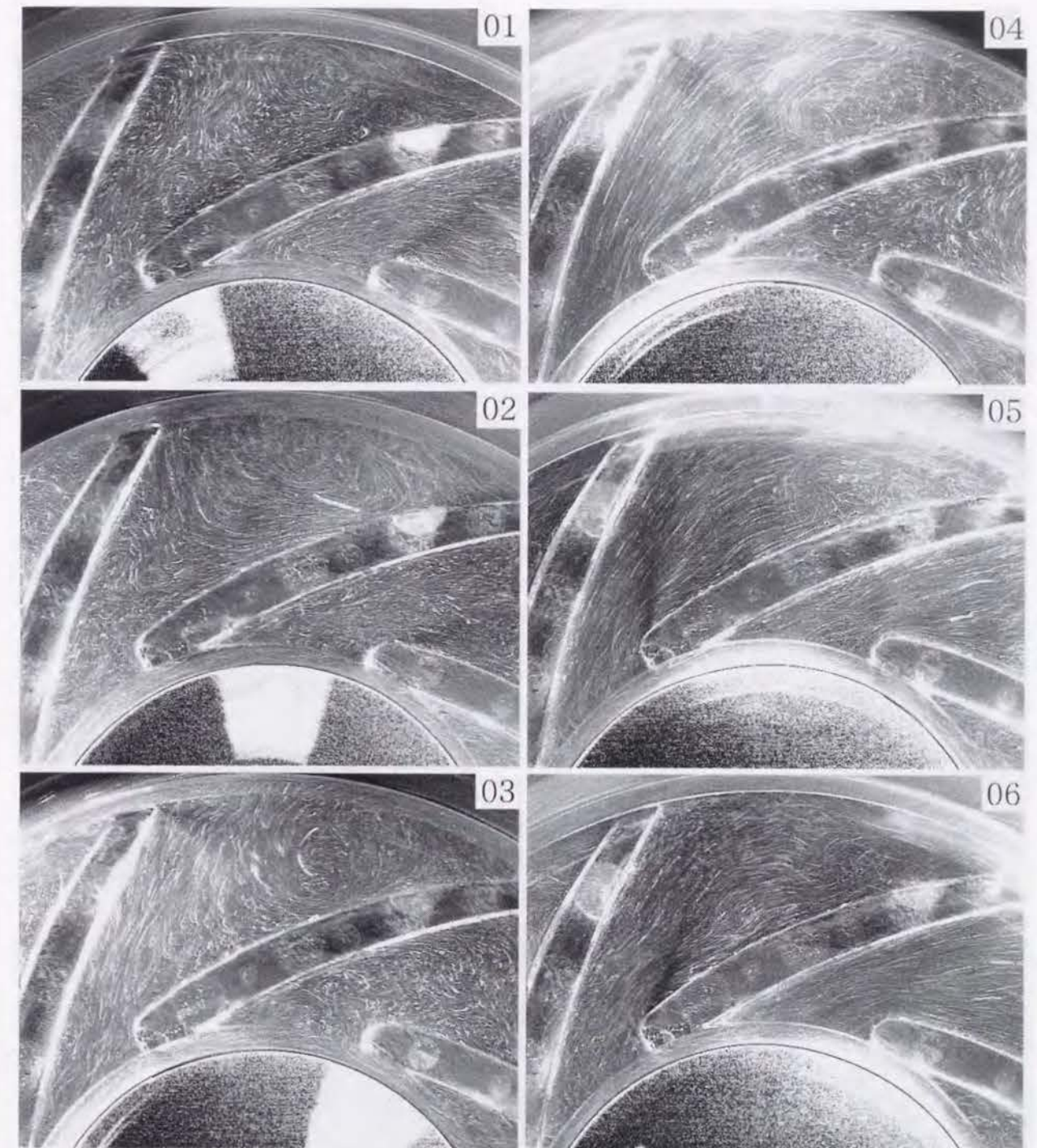
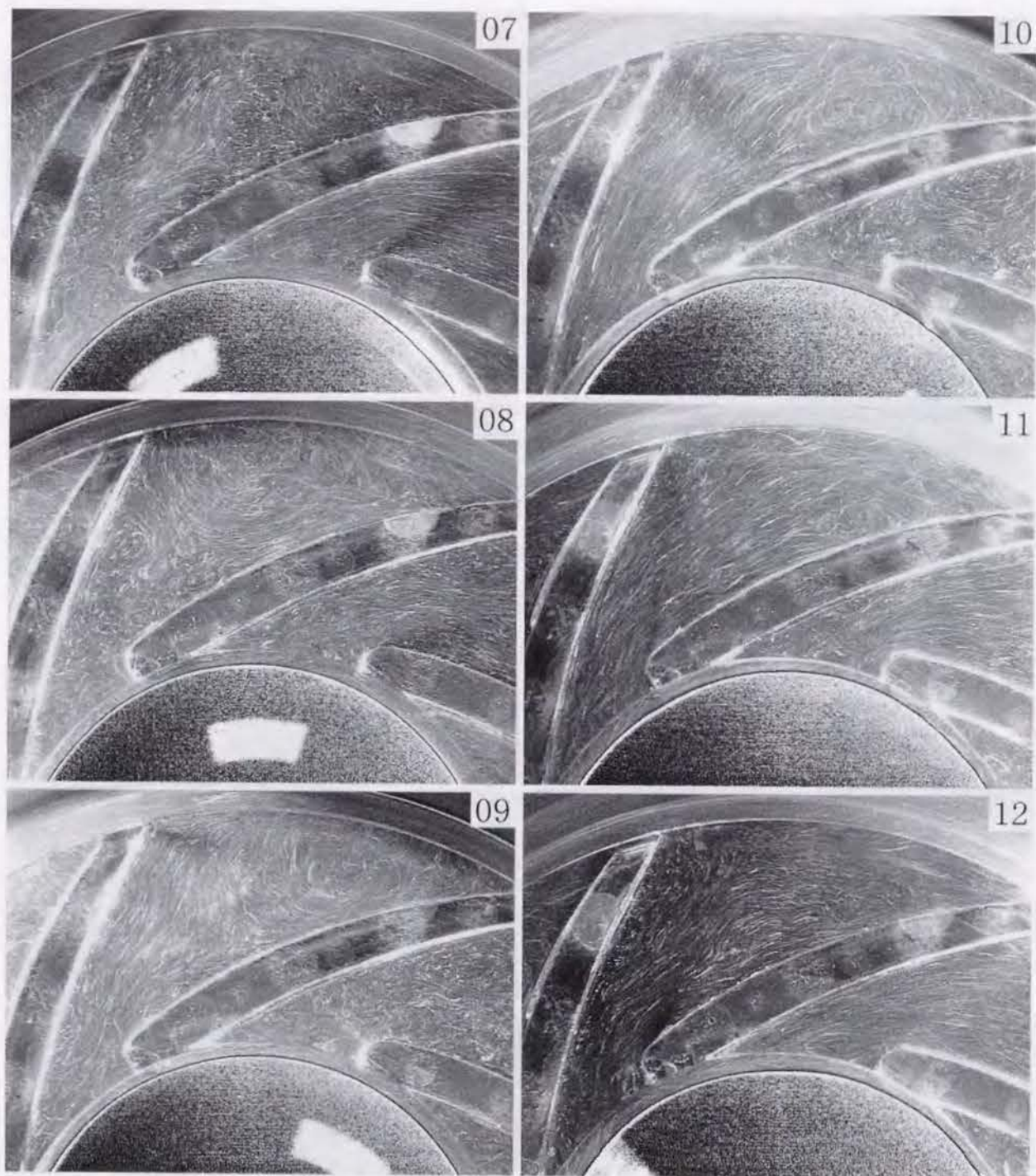


図 4.4: インペラー内流れの流跡 (7A, $\phi = 0.00$)



インペラー内流れの流跡 (7A, $\phi = 0.00$), 続き

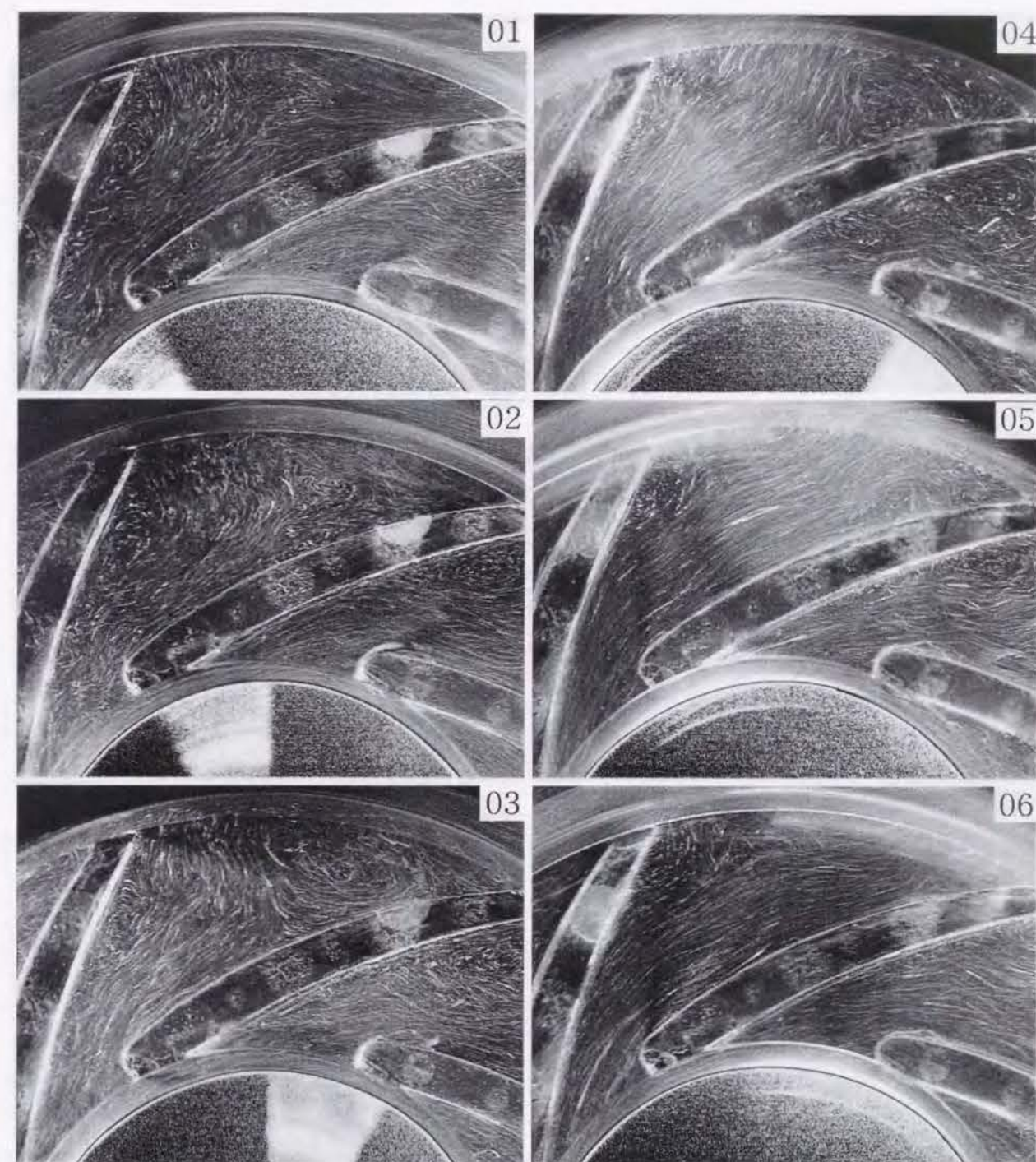
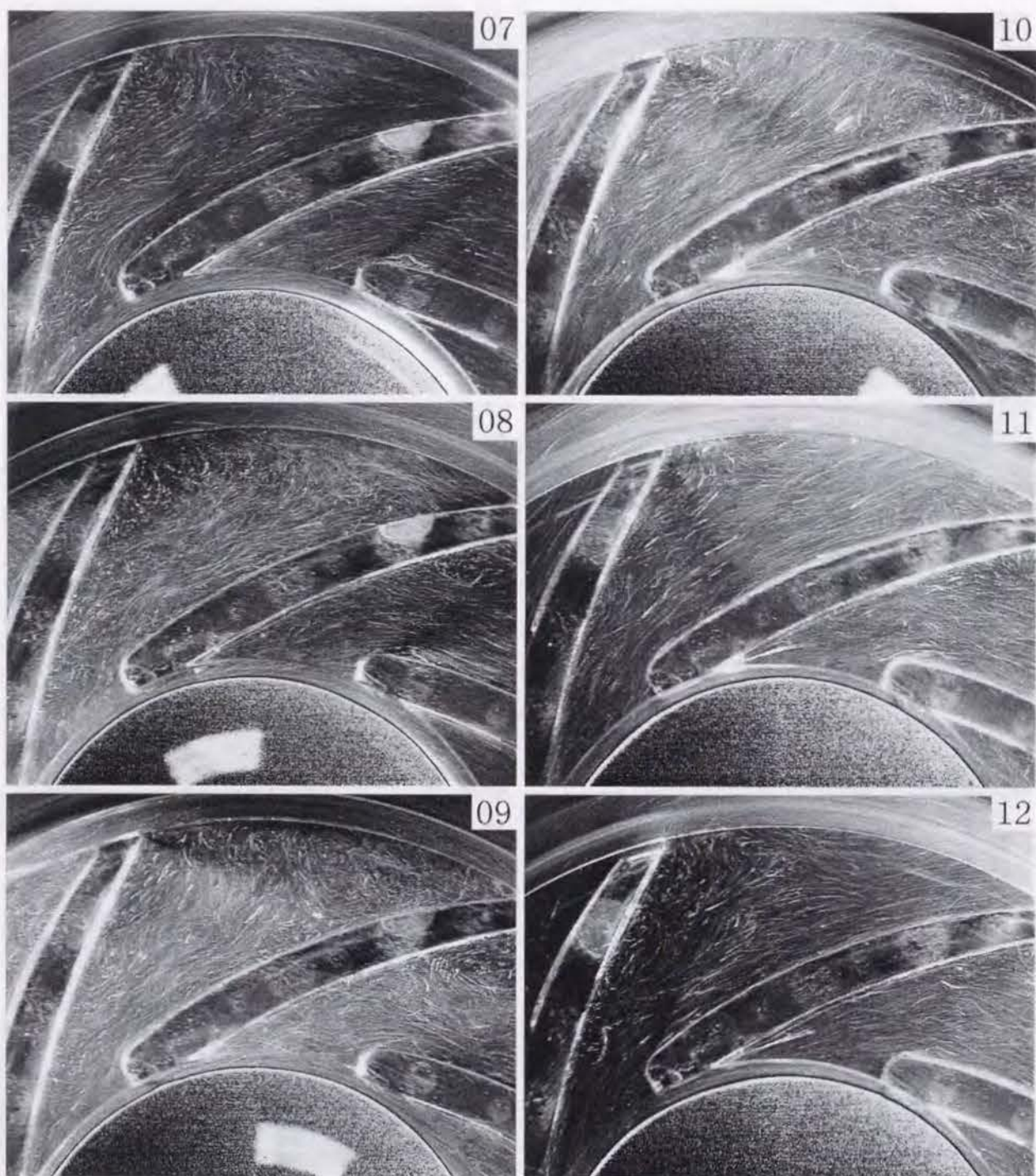


図 4.5: インペラー内流れの流跡 (7A, $\phi = 0.02$)



インペラー内流れの流跡 (7A, $\phi = 0.02$), 続き

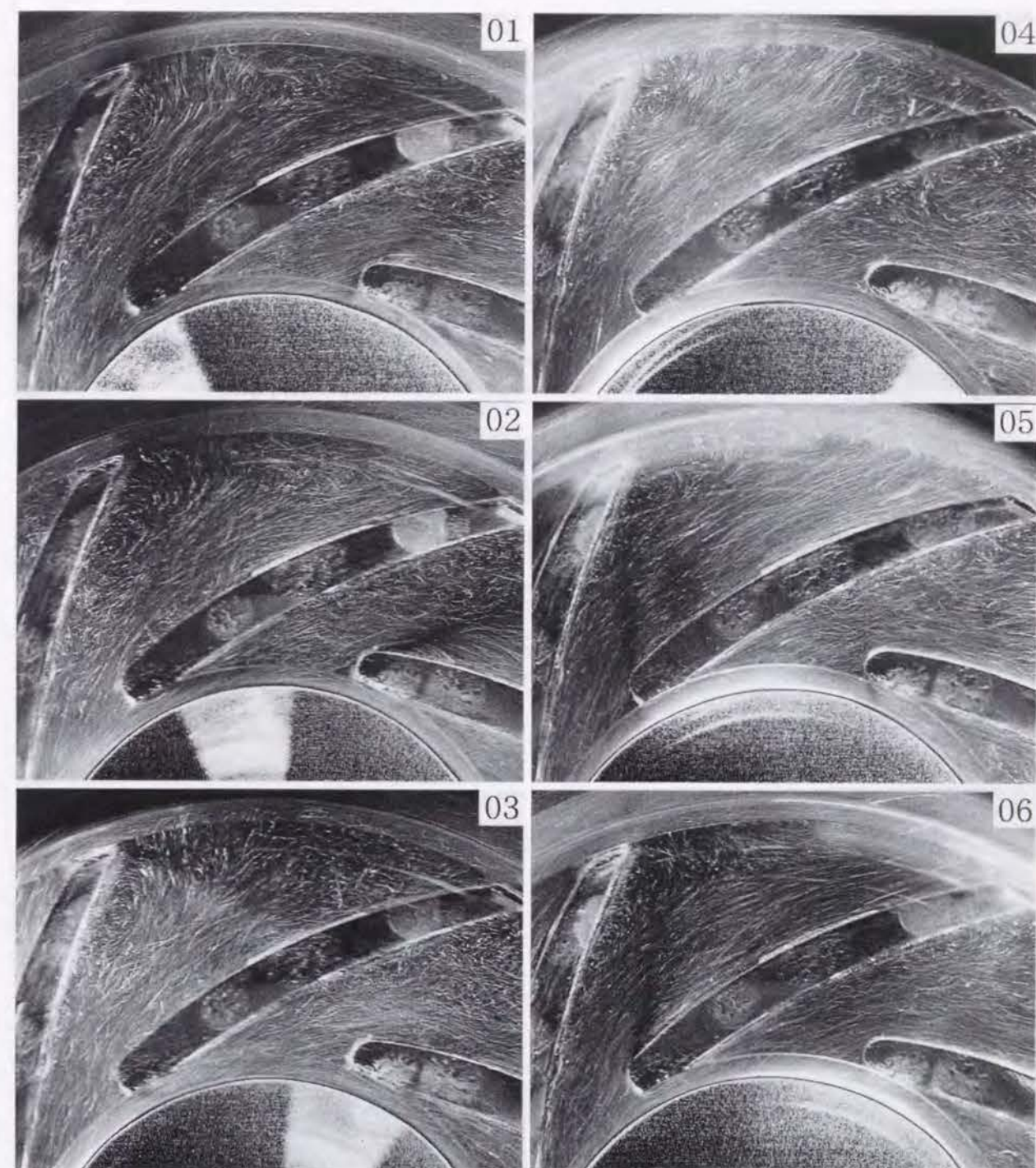
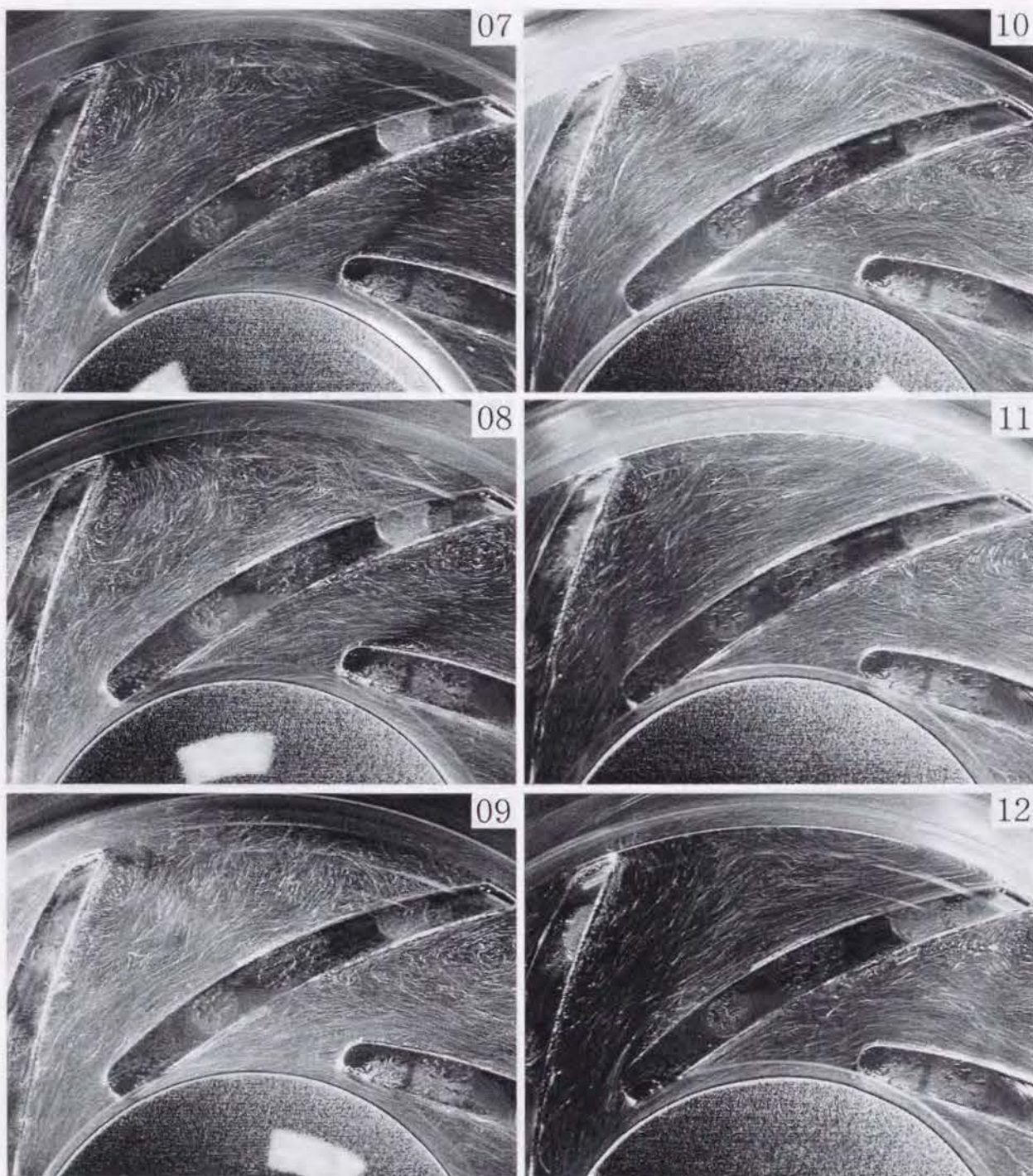


図 4.6: インペラー内流れの流跡 (7A, $\phi = 0.04$)



インペラー内流れの流跡 (7A, $\phi = 0.04$), 続き

インペラー (7B)

締め切り流量 ($\phi = 0.00$) の場合は、流路のほぼ全域に時計回りの大規模渦が1つ形成される。回転に伴いその中心の位置は揺らぐことが観察されたが、インペラー (7A) のように後流に流されることはない。また、漏れ流れに相当する流れは負圧面側を流出している。

最高効率流量の半分 ($\phi = 0.02$) の場合は、負圧面近傍に互いに向きの反対な渦が生じる。舌部通過時には、流れがブロックされるため、流路内が2つの渦によって占められるが、流路が拡大するとともに、2つの渦は位置を変え、主流はその間を蛇行する (05)、または圧力面に沿って (06) 流出する。大きな渦が流路を占め、かつその位置が激しく変動しているため、流路全体にわたり、流れが停滞している部分は見られない。

最高効率点付近 ($\phi = 0.04$) では、主流は主に圧力面に沿って流れ、負圧面には互いに向きが反対の渦が形成される。舌部の通過に伴って流れは一時せき止められるためパターンは変動するが、その影響は小さいと考えられる。この場合も、2つの渦の存在により、流れの停滞する領域は特に見られない。

このように、流路に大規模な渦が形成され、低流量でも、インペラー (7A) のように渦が後流へ流されないことがインペラー (7B) 内流れの特徴である。また、この渦の存在により、流れの停滞領域が存在しないことも血液ポンプとしては有利な特徴であると考えられる。

インペラー (16A)

締め切り流量 ($\phi = 0.00$) では、流路の出口側に 1 つの中心をもつ時計回りの渦が生じている。舌部の通過時に、インペラー入口に逆流が生じる (02) が、渦の位置はほとんど変化しない。また、漏れ流れに相当すると考えられる流れは流路が広がったときに負圧面に沿って流出する (04)~(05)。さらに、インペラー前縁付近にも剥離領域が見られる。この場合も大きな渦が生じていることにより、流れの淀みは見られない。

最高効率流量の半分 ($\phi = 0.02$) の場合にも、出口付近に渦が存在しているため、入り口付近で圧力面に沿って流入してきた主流は、渦によって負圧面方向に向きを変えられた後流出する (例えば (03))。なお、舌部通過時には流れがブロックされるため、入口部で逆流を生じており、入口部近傍は流れが脈動している様子が観察された。

最高効率点付近 ($\phi = 0.04$) では、主流は、主に圧力面に沿って流出している。一方、負圧面には剥離渦が形成される。また、舌部通過時は流れがブロックされ、低流量時と同様入口部での逆流の存在が確認された。

このように、羽根枚数が 16 枚と多いため、舌部通過時には流路がブロックされ、一部逆流が存在することが特徴的である。出口角が 90° であるため出口付近が渦で占められるのはインペラー (7B) と同様の傾向である。また、流れの停滞する領域は特に見られない。

4.2.4 実験結果 (隙間内流れ)

図 4.13 には、静止座標系より見た隙間内流れの写真を示す。写真上部が、ポンプ出口から遠い側の舌部である。インペラーは反時計回りに回転している。 $\phi = 0.00$ のときは、舌部より離れた場所から隙間に流入した流れは円弧状に旋回しながらインペラー入口へと逆流するが、舌部付近より流入した流れは直線状に逆流している。このことより、Volute 内の静圧分布は周方向に大きく変化していると考えられる。また、同じ位置でも異なる方向の流跡が見られることから、軸方向に流れの向きが変化している。すなわち、隙間内の境界層がねじれていることがわかる。 $\phi = 0.04$ のときには周方向の流れのパターンは幾分均一化しており、最高効率点付近では周方向の圧力分布が比較的均一になっていると考えられる。このときも流跡が交差して見える部分があるので、軸方向に流れの向きは変化していると考えられる。

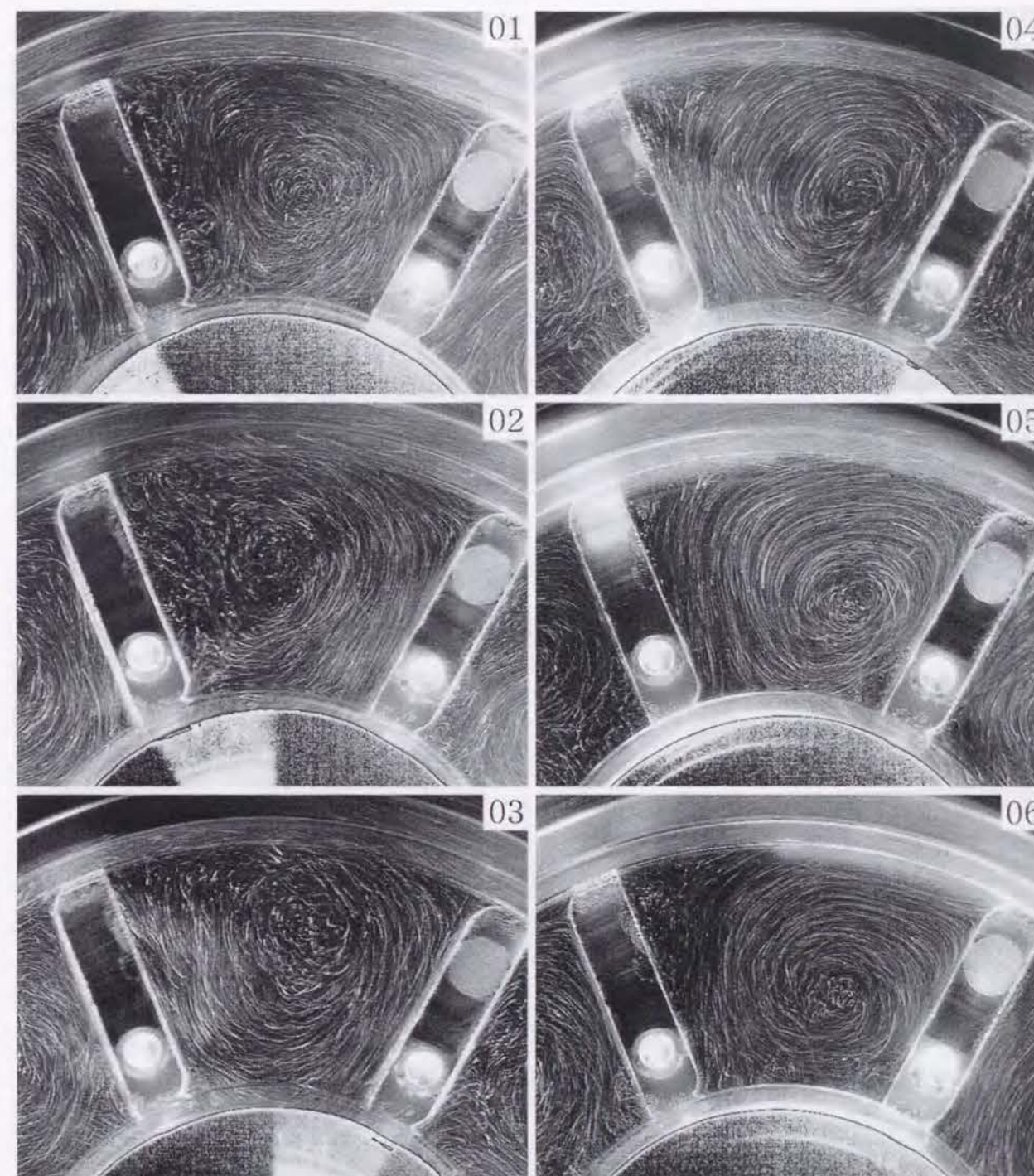
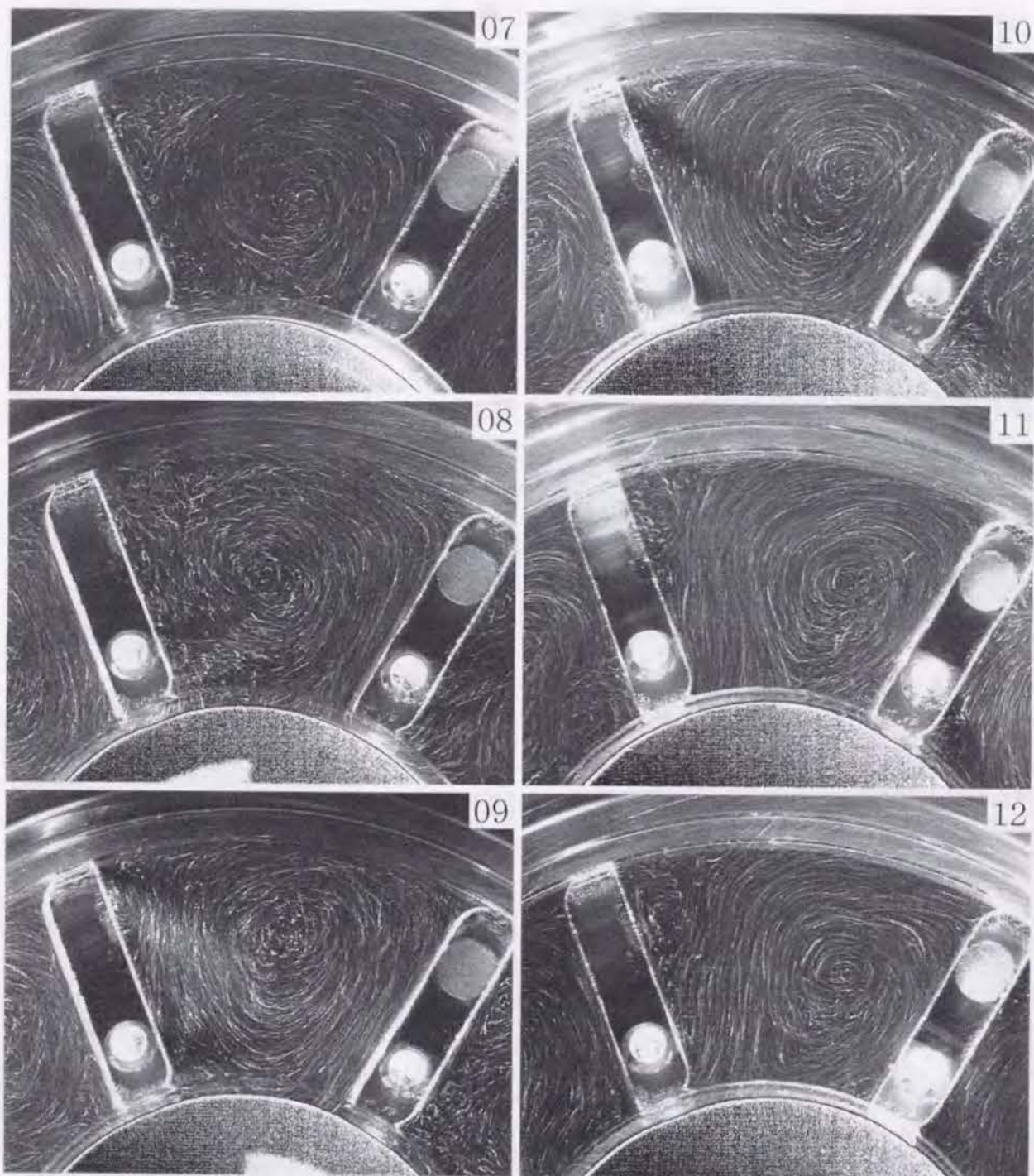


図 4.7: インペラー内流れの流跡 (7B, $\phi = 0.00$)



インペラー内流れの流跡 (7B, $\phi = 0.00$), 続き

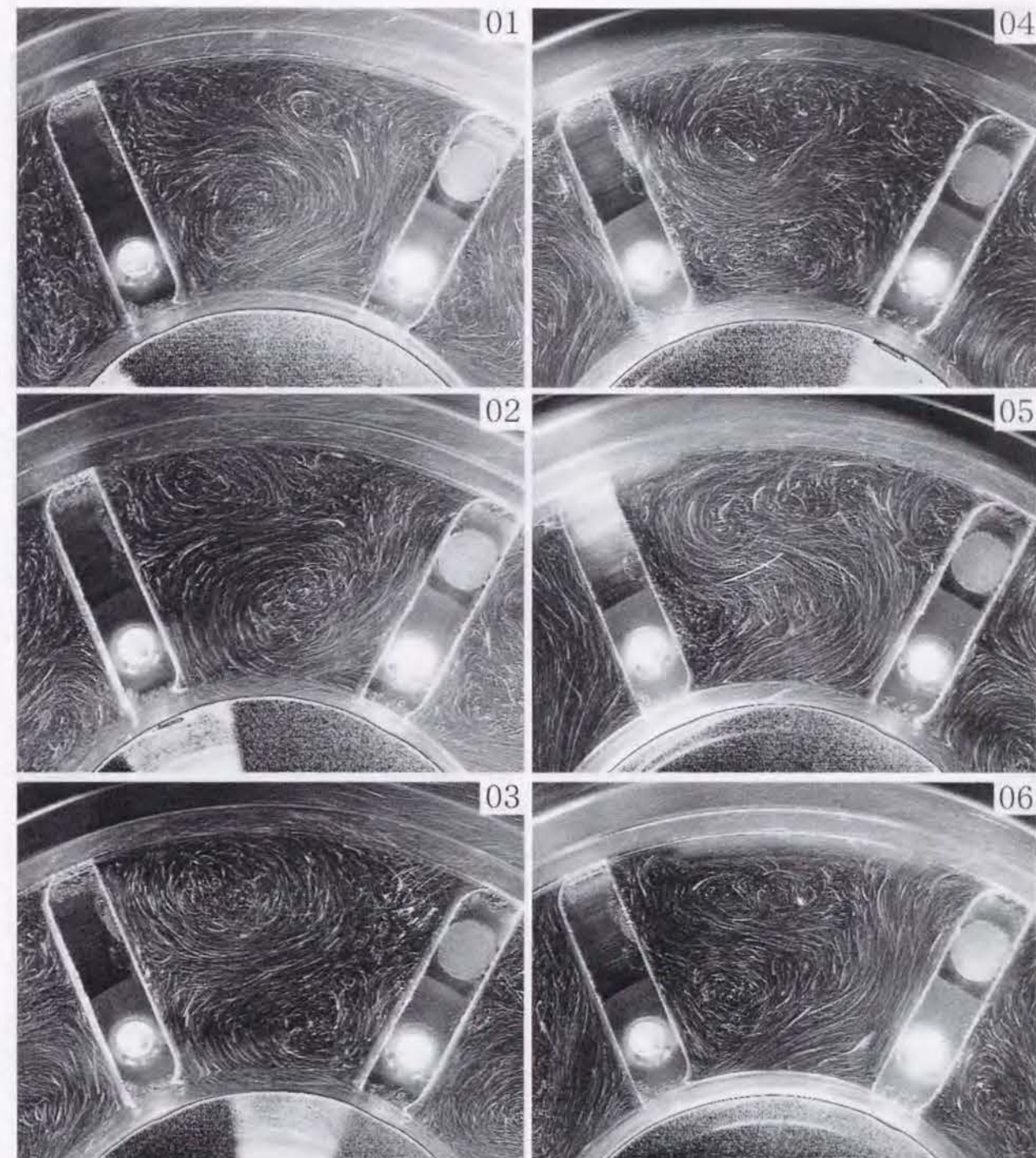
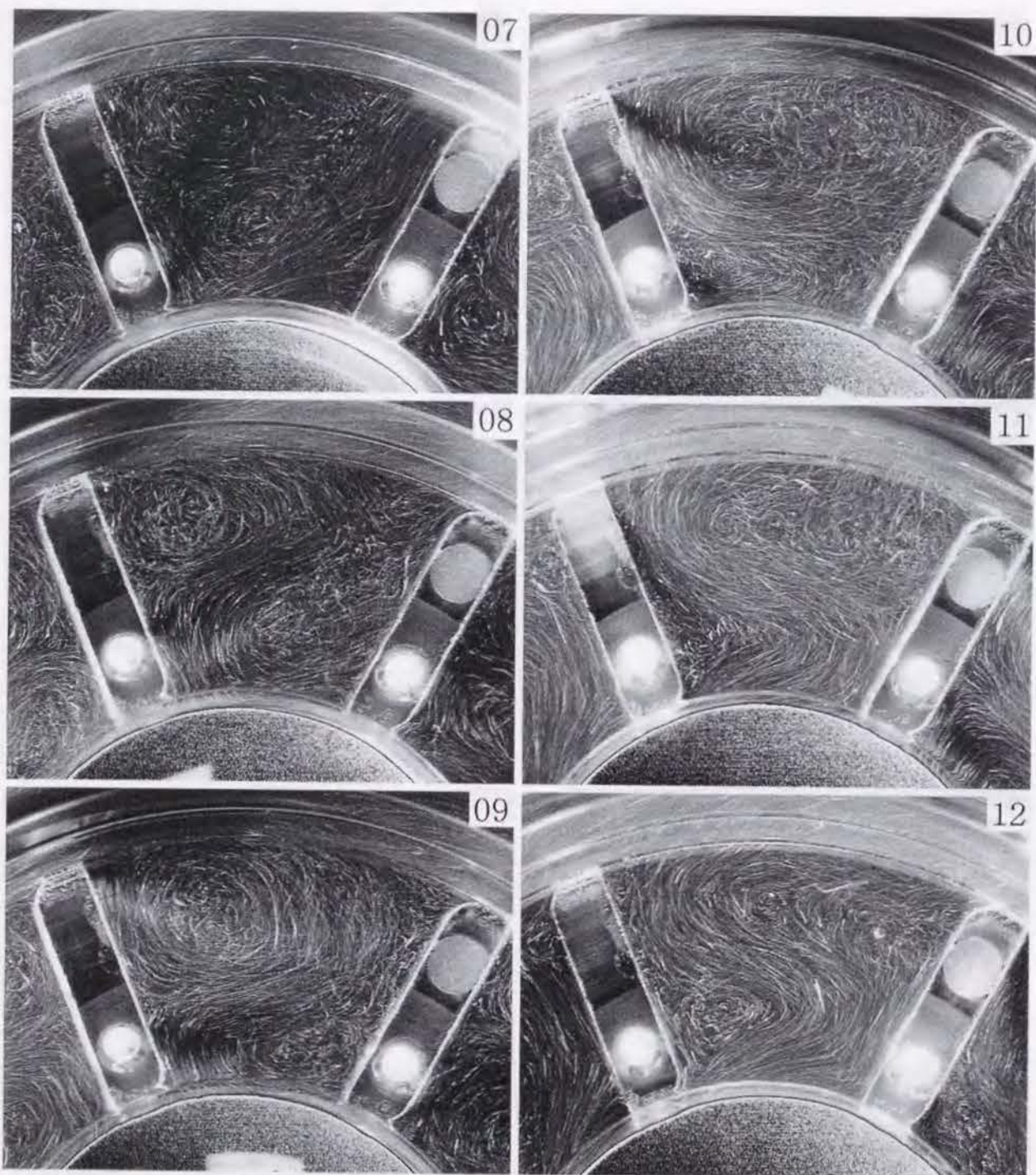


図 4.8: インペラー内流れの流跡 (7B, $\phi = 0.02$)



インペラー内流れの流跡 (7B, $\phi = 0.02$), 続き

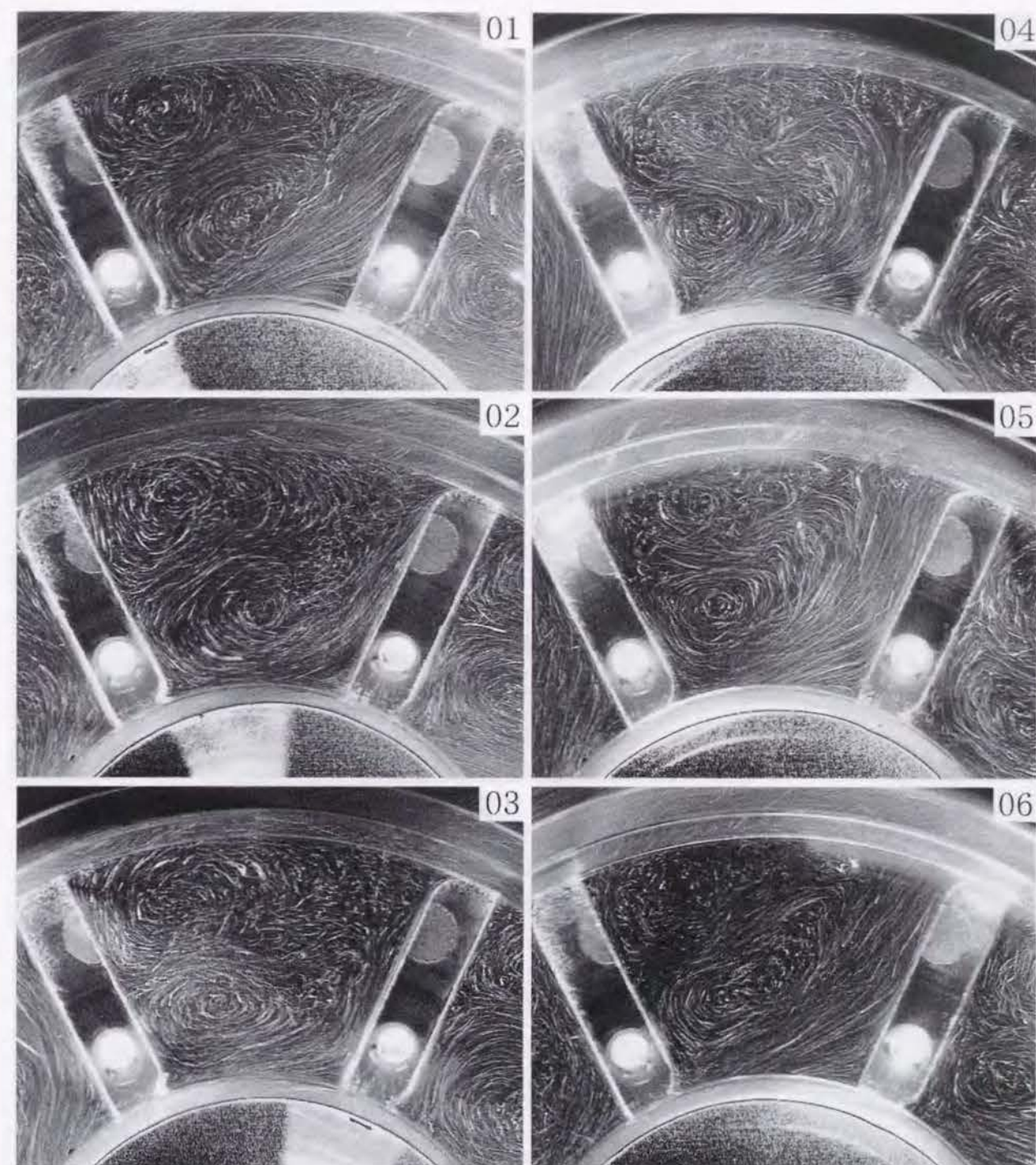
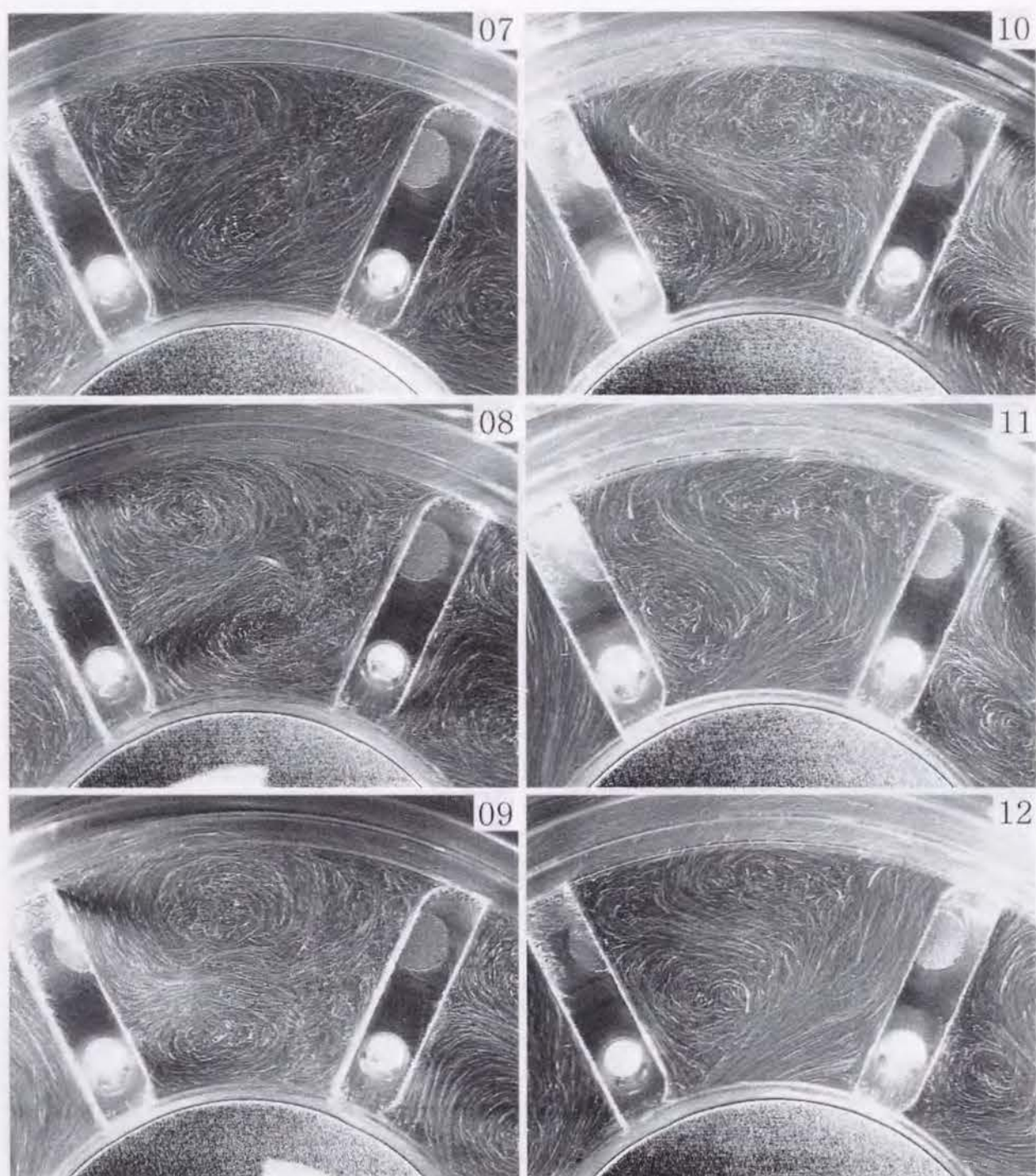


図 4.9: インペラー内流れの流跡 (7B, $\phi = 0.04$)



インペラー内流れの流跡 (7B, $\phi = 0.04$), 続き

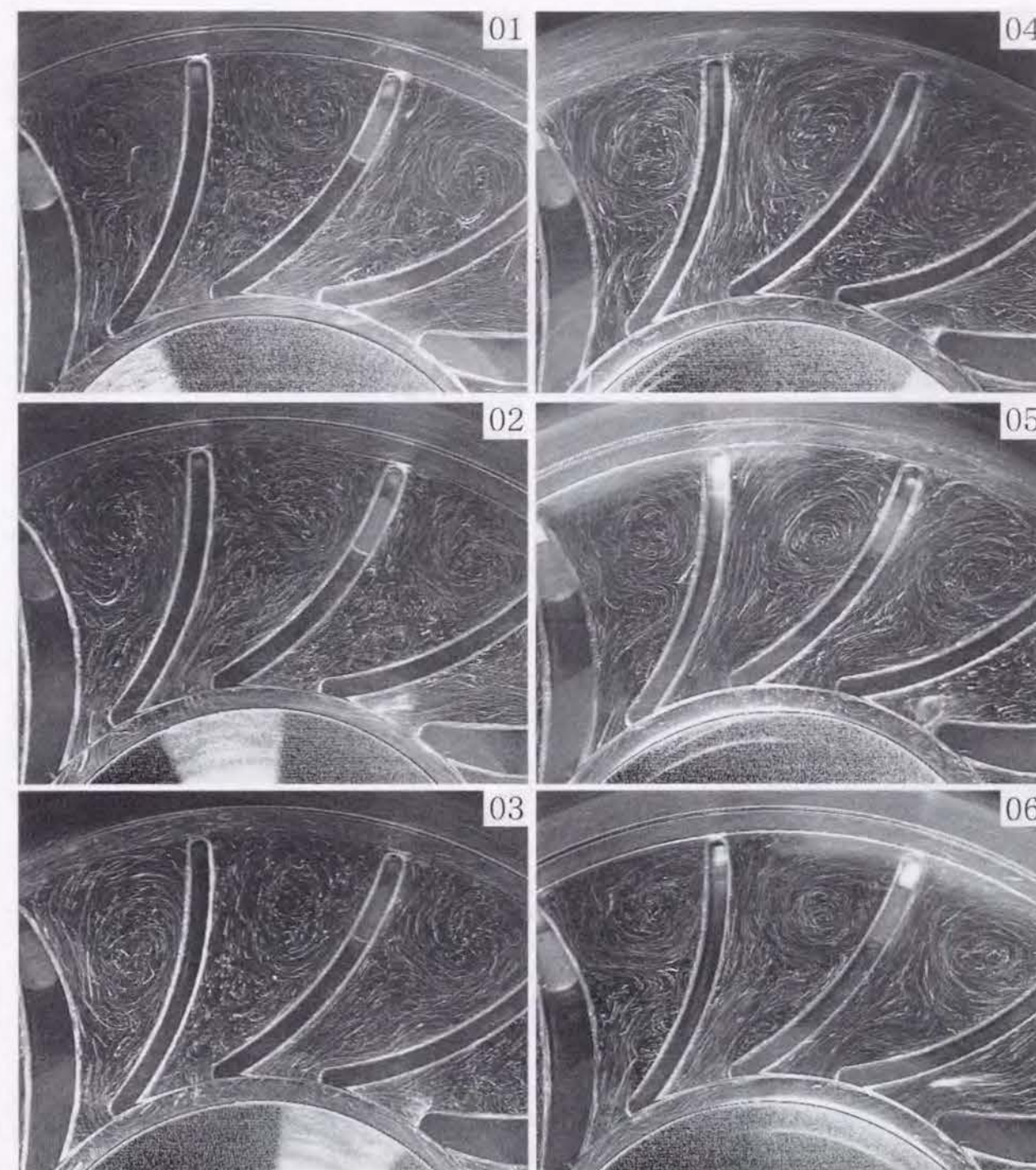
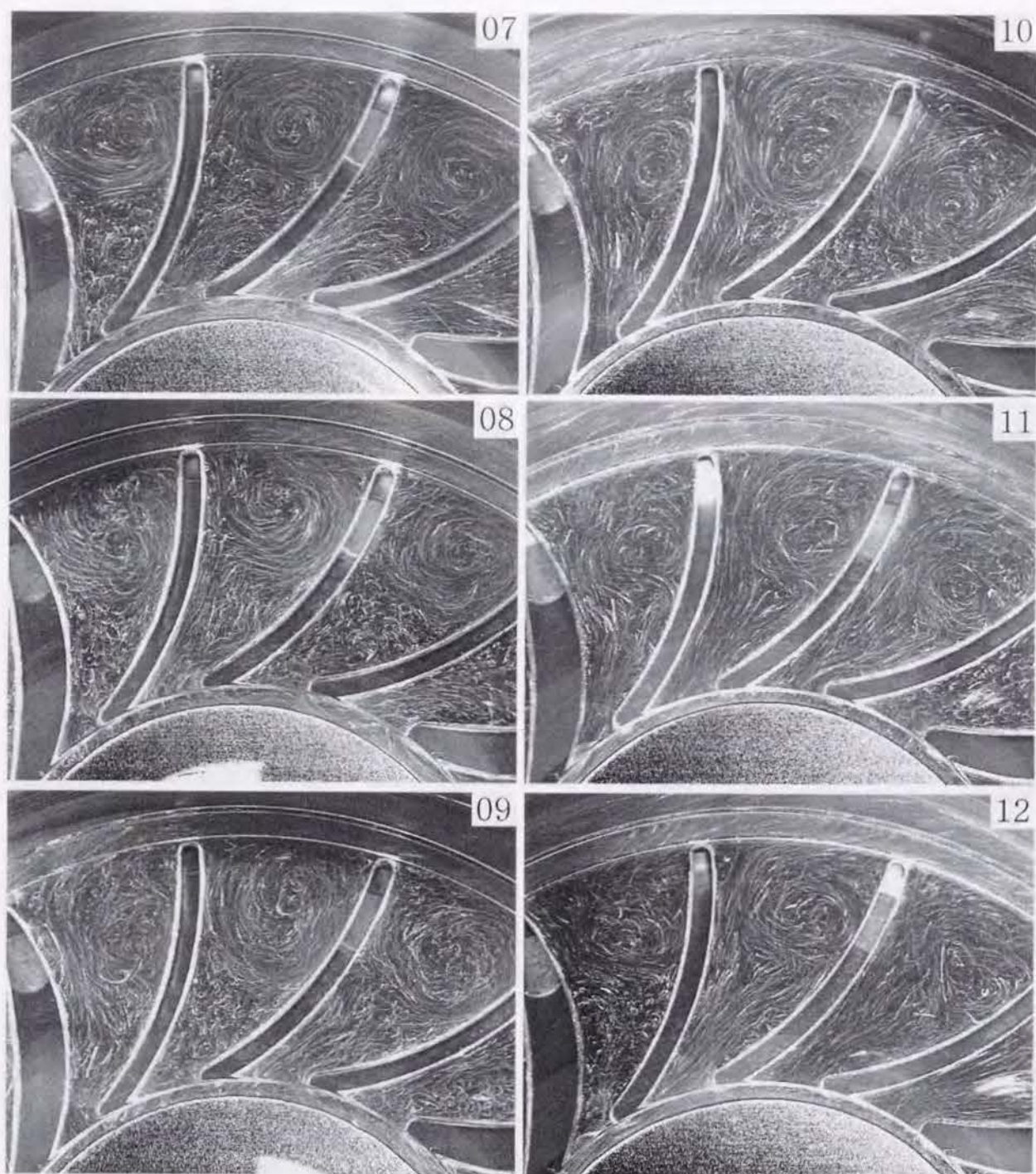


図 4.10: インペラー内流れの流跡 (16A, $\phi = 0.00$)



インペラー内流れの流跡 (16A, $\phi = 0.00$), 続き

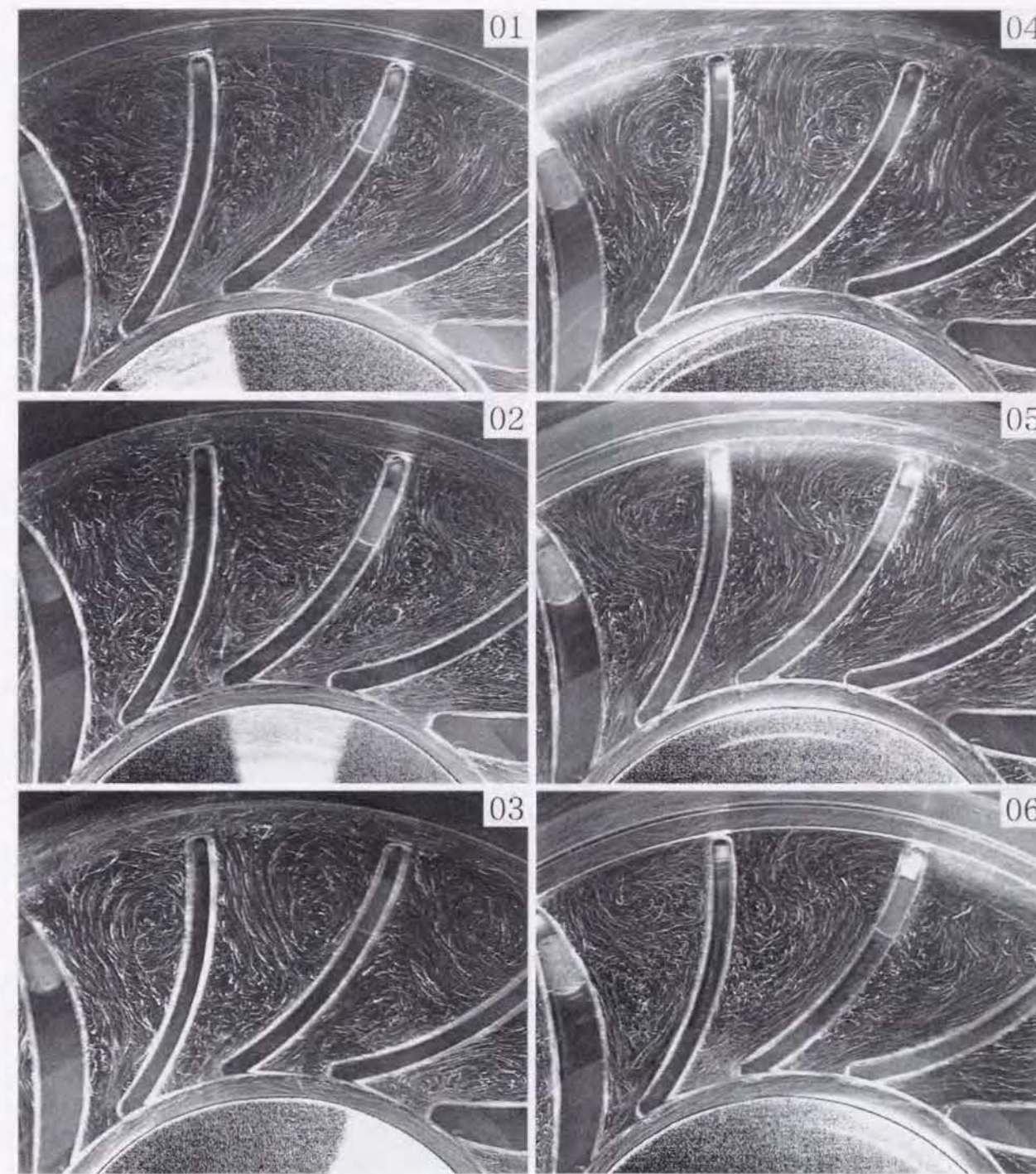
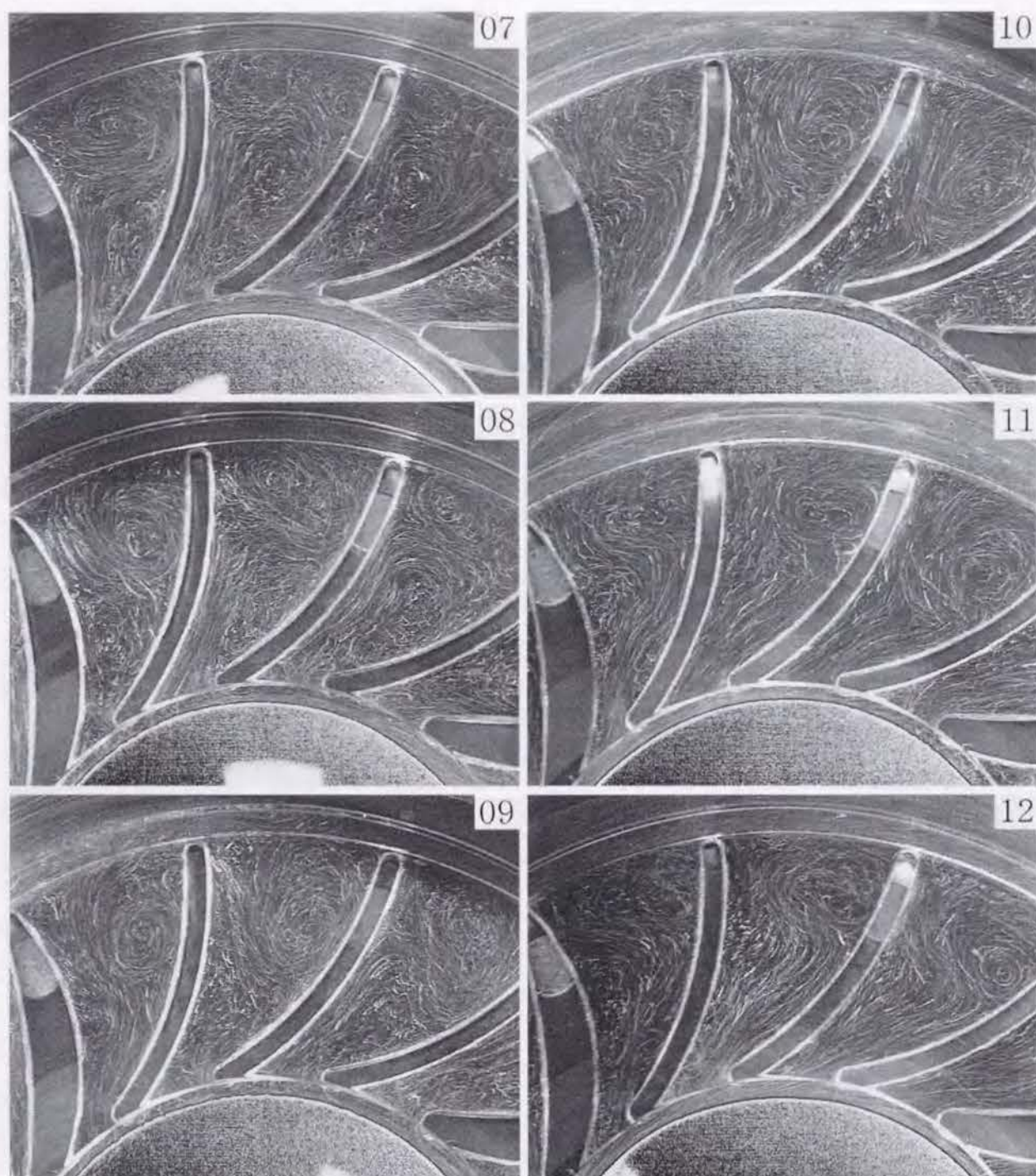


図 4.11: インペラー内流れの流跡 (16A, $\phi = 0.02$)



インペラー内流れの流跡 (16A, $\phi = 0.02$), 続き

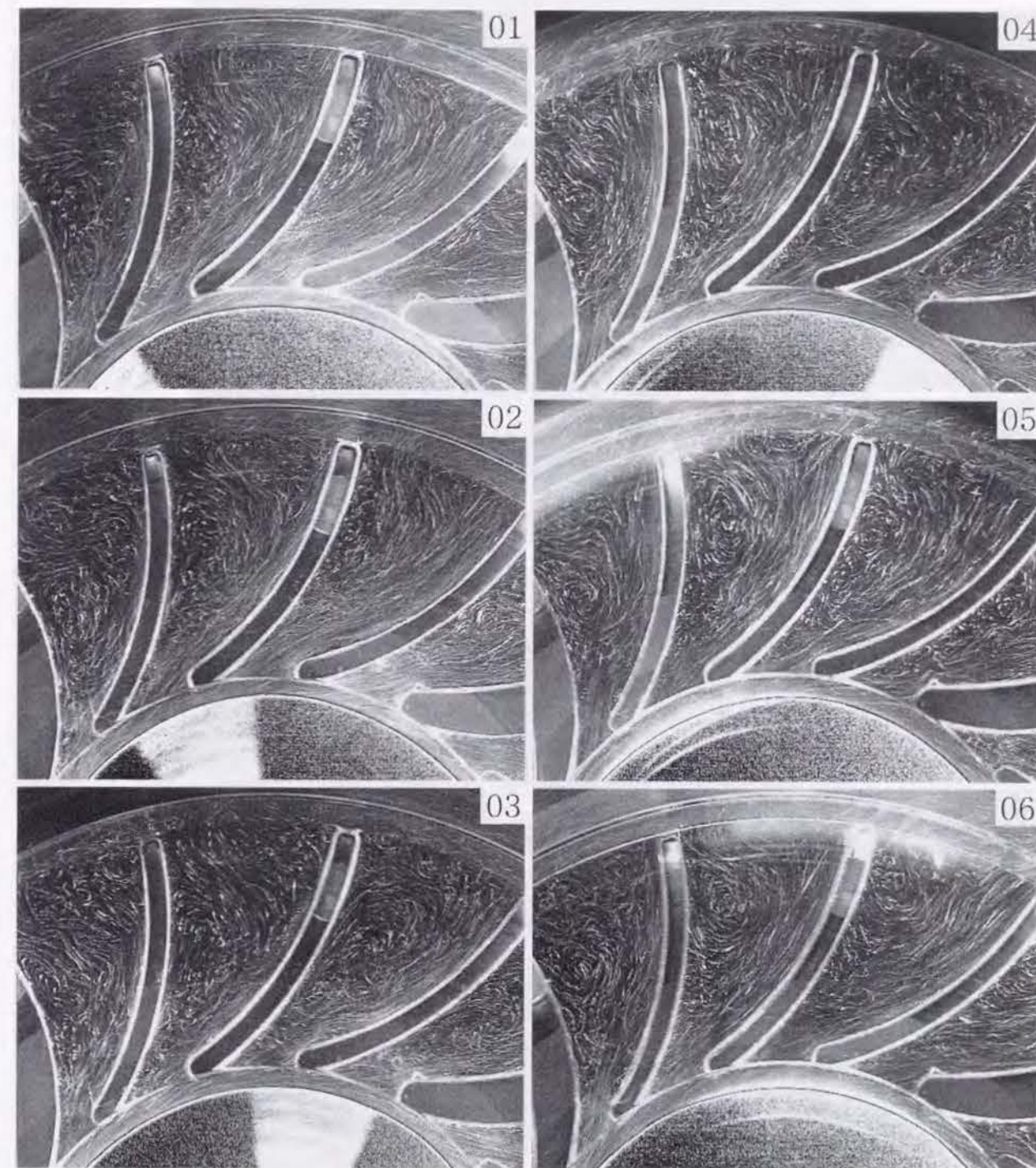
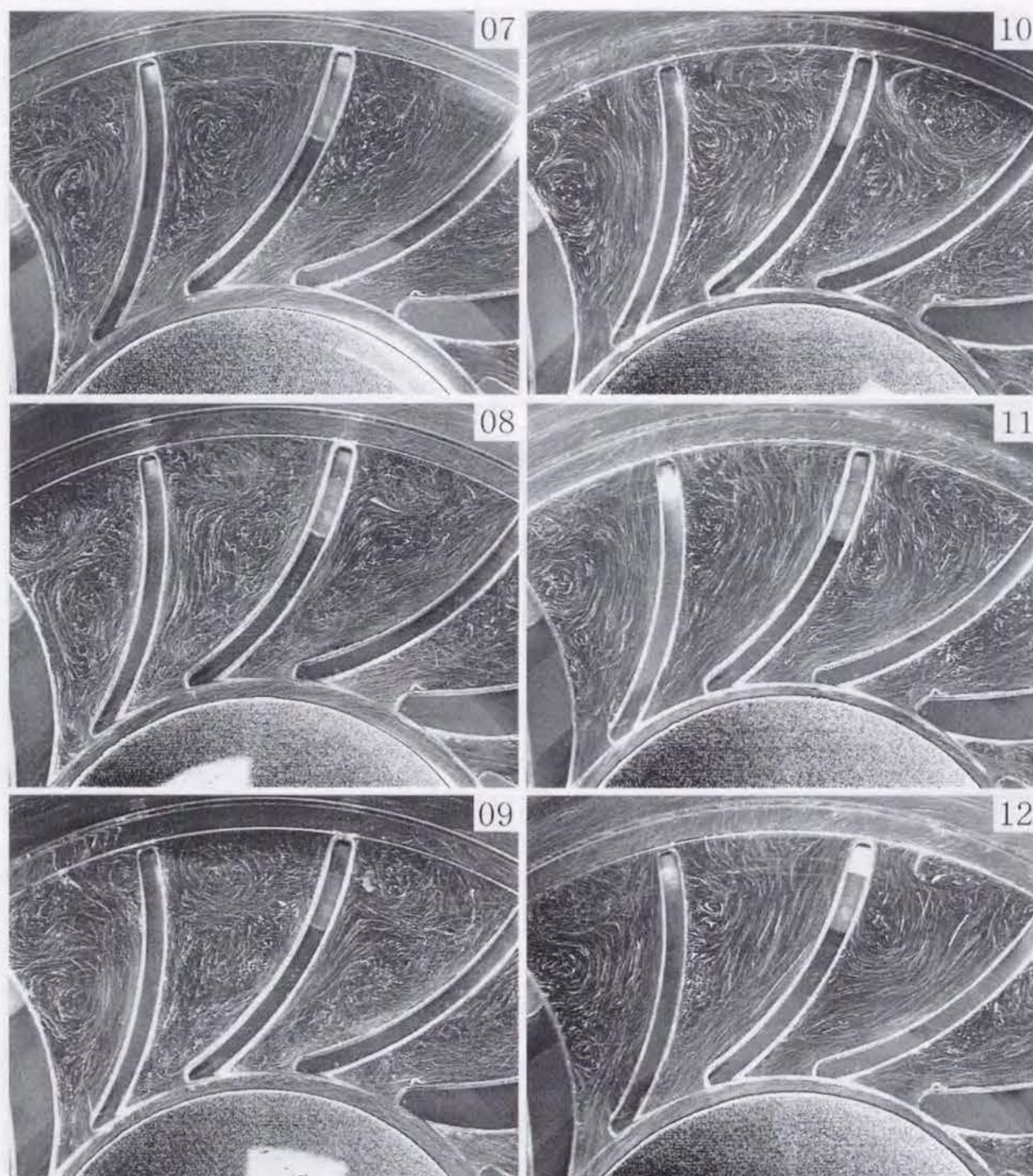
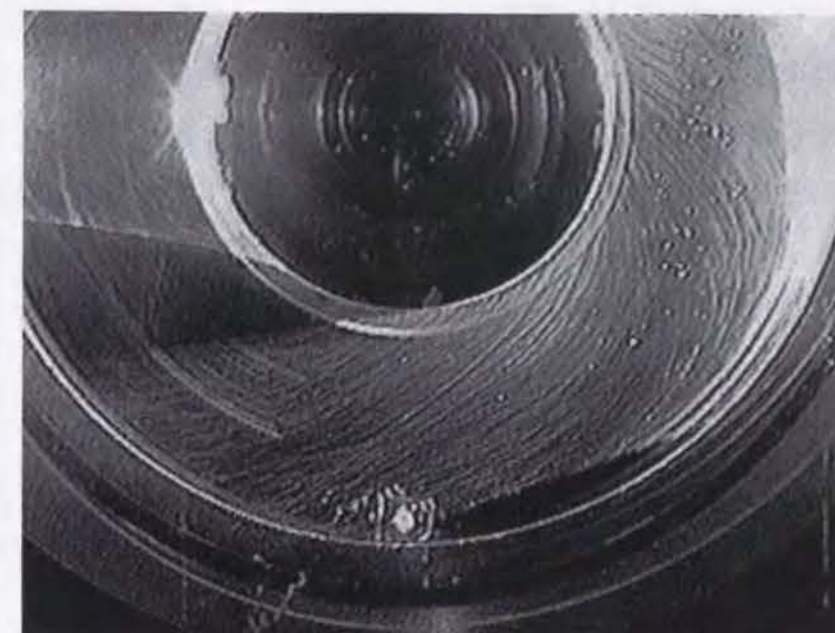


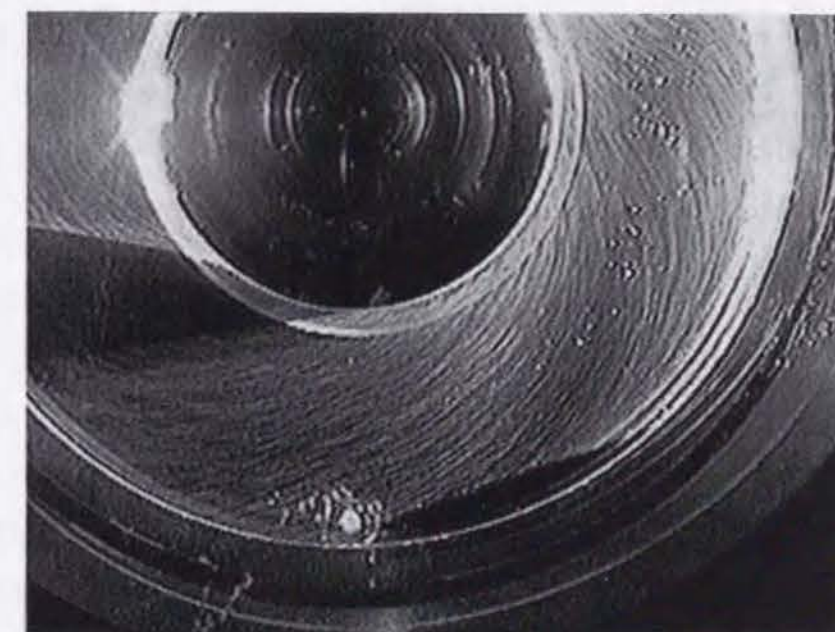
図 4.12: インペラー内流れの流跡 (16A, $\phi = 0.04$)



インペラー内流れの流跡 (16A, $\phi = 0.04$), 続き



(a) $\phi = 0.00$



(b) $\phi = 0.04$

図 4.13: 隙間内流れの可視化写真

4.3 油膜法による可視化

本節では、インペラー壁面近傍の流れの平均的な挙動を調べるため、油膜法を用いた可視化を行った結果について述べる。油膜法によって得られる情報は、壁面近傍における時間平均的なせん断応力の向きである。流体機械の効率に大きな影響を与える境界層の遷移や剥離に関する情報が得られるので、直接可視化することが困難な高速回転する流体機械に対し数多く適用されてきた方法である。反面、壁面から離れた主流に関する情報が直接得られないこと、油膜あるいは油点の描く模様は時間平均的な情報であり、流れの非定常性については全く情報を与えないなどの欠点もあるのでパターン解釈には注意が必要である。しかし、インペラー内流れは複雑な三次元流れであるが、前節で行ったトレーサ法によるインペラー内の可視化実験で得られた情報は主に流れの二次元的な構造であり、二次流れによる壁面近傍での流れの向きや剥離点の位置に関する情報に関しては、油膜法を適用するのが得策であると考えられる。

使用した油は、モータ油に顔料として酸化チタン (IV) を重量比約 4:5 で混合したもので、添加剤として少量のオレイン酸を加えてある。この油膜をポンプ内の注目する部分に塗布し、所定の運転条件において約 15 分間運転した後、運転を停止し、ポンプを分解して内部にできた油の描く模様を観察した。動作流体としては水を用いた。対象とした流れは、インペラー内部の流れである。使用したインペラー形状は前節と同じ 3 種類 (7A, 7B, 16A) であり、すべて Volute 型と組み合わせた。ポンプ回転数は 2000(rpm) で行った。運転条件は、前節と同じく流量係数 ϕ が 0.00, 0.04 になるようにして行った。

4.3.1 インペラー内部の流れ

インペラー (7A)

図 4.14 は $\phi = 0.00$ のときの油膜パターンである。ハブ面の油膜パターンは不明瞭であり、明確な剥離を示す点も見られない。レーザーシートによる可視化のビデオ画像の観察では、締め切り運転での (7A) では、翼間に渦ができていたが、一回転の間中安定して渦が形成されているのではなく、時間的に変動したことにより、油膜のパターンが明確に形成されなかったと考えられる。負圧面の外周部付近には剥離領域を示すと思われる、油膜が流されていない部分が見られた。一方、図 4.15 は

$\phi = 0.04$ のときの油膜パターンである。インペラー圧力面は、ほぼ全面にわたって流れが翼に沿っていることを示すパターンが見られるが、負圧面には翼の外周部に剥離領域を示すと考えられる油膜の流されていないパターンが生じている。これは、レーザーシートによる可視化の結果と同じ現象を説明するものである。

インペラー (7B)

図 4.16 は $\phi = 0.00$ のときのパターンである。ハブ面中央に、大きな渦の存在を示すと考えられるパターンが形成されている。レーザーシート法による可視化では翼間全体に大きな渦ができており、油膜パターンを定性的に説明するものである。また、圧力面には付着点を示す油膜と思われる油膜のパターンが急に変化する境界線が見られる。

これに対し、 $\phi = 0.04$ の場合のパターンは図 4.17 に示されるように、きわめて複雑である。ハブ面には強い渦の存在を示す油膜パターンが存在する。ほぼ同じ条件のときのレーザーシート法の結果は負圧面の背後に大きな一対の渦を示していた。これより、流路中間部分のフローパターンは、ハブあるいはシュラウド面近傍の流れと異なることがわかる。また、図に示すように圧力面には油膜パターンが乱れているものの形成されているが、負圧面の油膜はほとんど流されておらず、流れの主流は圧力面に沿った形になることを裏付けている。

インペラー (16A)

図 4.18 は $\phi = 0.00$ の場合のパターンである。レーザーシート法で示されていたように、翼間に大きな一つの渦が存在することが油膜のパターンにも示されている。また、負圧面には壁面に沿って流れるパターンが表れている。

これに対し、 $\phi = 0.04$ のときは、圧力面側に沿って流出し、負圧面側はかなり広い範囲にわたって油膜が流れておらず、剥離領域が大きいことが示されている。このような領域が多いことは、血栓の形成を早める可能性があるため好ましくないとされる。



(a) ハブ面



(b) 翼負圧面

図 4.14: 油膜パターン (7A, $\phi = 0.00$)



(a) 翼負圧面

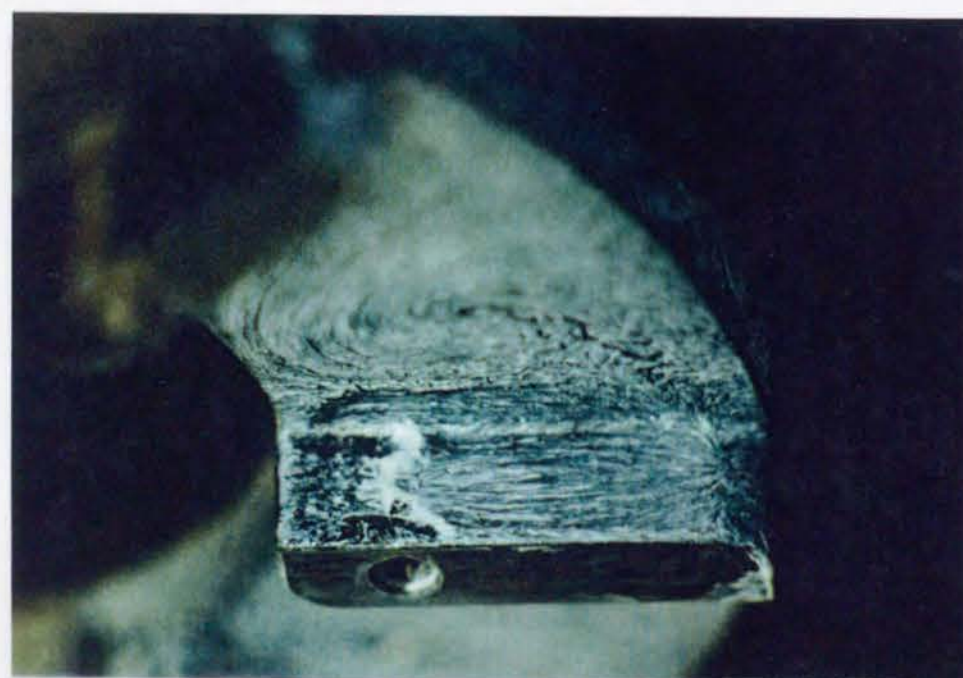


(b) 翼圧力面

図 4.15: 油膜パターン (7A, $\phi = 0.04$)

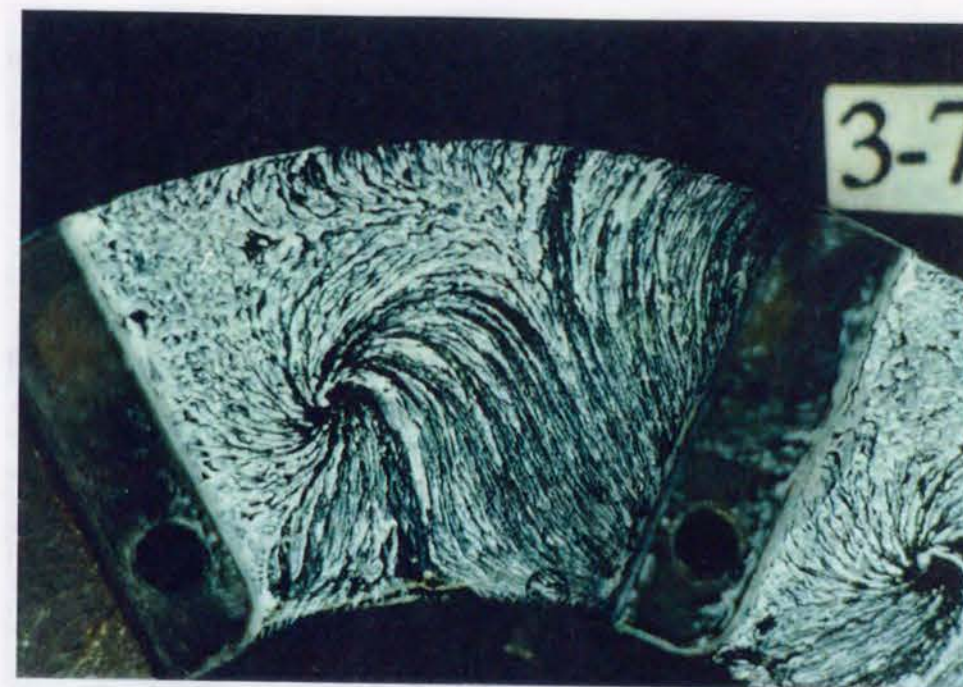


(a) ハブ面

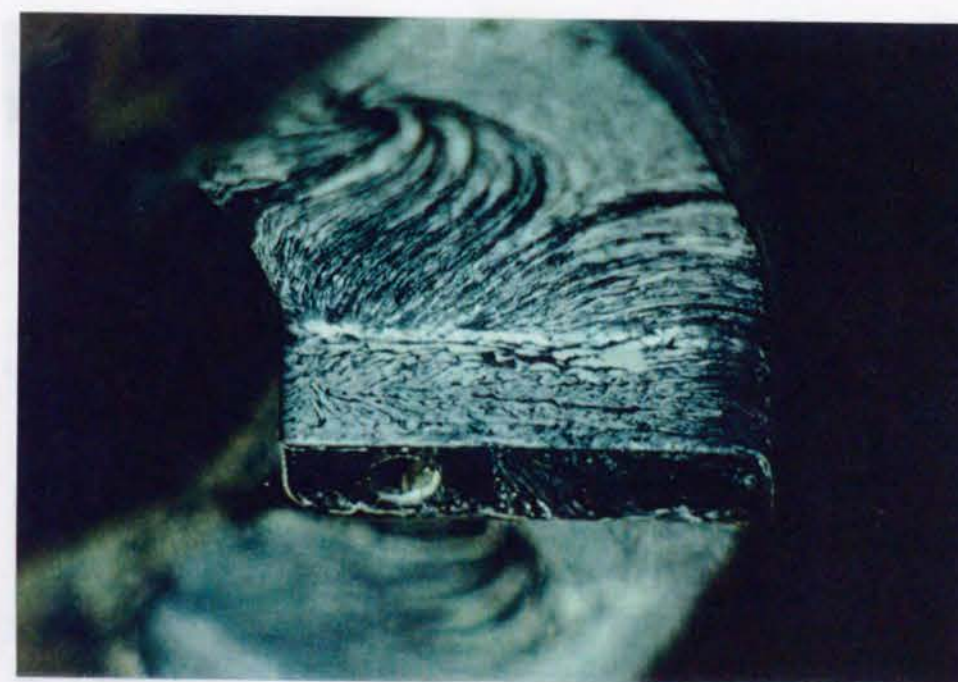


(b) 翼圧力面

図 4.16: 油膜パターン (7B, $\phi = 0.00$)



(a) ハブ面



(b) 翼圧力面

図 4.17: 油膜パターン (7B, $\phi = 0.04$)

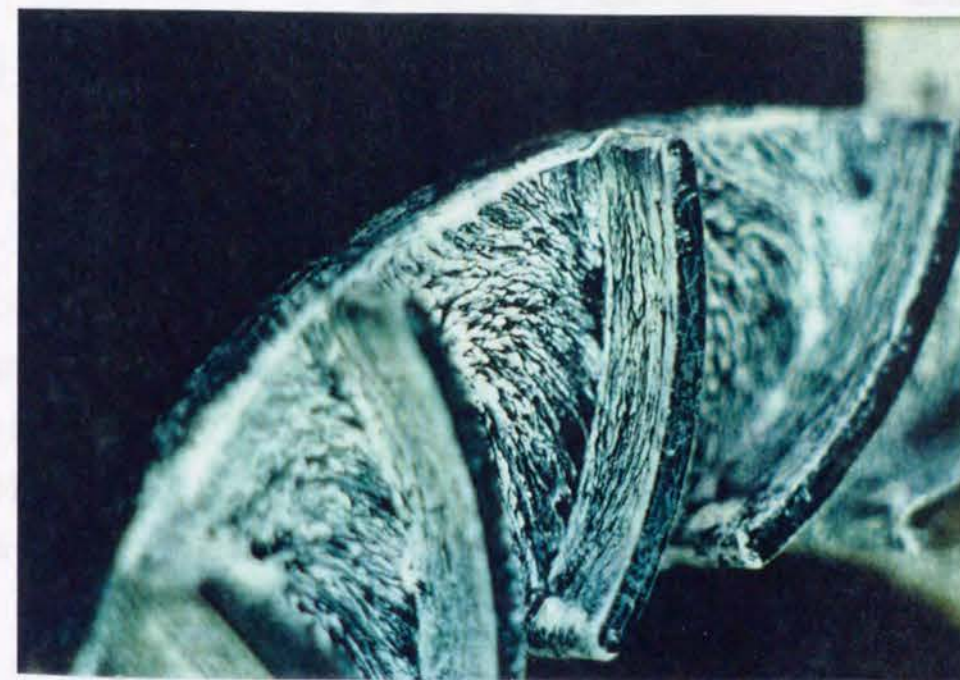


(a) ハブ面



(b) 負圧面

図 4.18: 油膜パターン (16A, $\phi = 0.00$)



(a) 翼圧力面



(b) 翼負圧面

図 4.19: 油膜パターン (16A, $\phi = 0.04$)

4.4 結言

本章では、インペラー内流れならびにインペラーディスクとケーシング壁との隙間内流れの可視化をレーザーシートを用いたトレーサ法と油膜法を併用して行った。その結果、インペラー形状に関わらず、最高効率点付近では、主流はインペラー圧力面に沿って流れ、負圧面では剥離が生じていることがわかった。特に、(7B)では負圧面において2つの互いに逆向きの渦が形成されており、水力損失が大きいことが明らかとなった。また、締め切り運転時には、流路の大部分にわたる渦が形成されており、漏れ流れは負圧面側を通っていることがわかった。さらに、油膜法を用いた結果、インペラー内の剥離領域がより明らかとなり、インペラー内壁面近傍の流れの向きがわかった。その結果、ハブ面近傍の流れの向きは主流と完全に一致していないことがわかった。

第4章の参考文献

- (1) 浅沼編, 流れの可視化ハンドブック, 朝倉書店 (1977).
- (2) 可視化情報学入門編集委員会編, 可視化情報学入門, 東京電機大学出版局 (1996).
- (3) Abramian M. and Howard J.H.G., *Trans ASME, Journal of Turbomachinery*, **116**(1994), 260.
- (4) 山本他, 流れの可視化, **2-Suppl.** (1982), 19.

第5章 ポンプ特性に及ぼす流体粘度の影響

5.1 緒言

第3章ならびに第4章では、ポンプ部構成要素の形状がポンプ特性に及ぼす影響を調べ、本ポンプの設計指針についての知見を得たが、流体の粘度の影響については検討していなかった。本ポンプは低比速度であるだけでなく、超小型であるために摩擦力の影響が相対的に大きくなる。また、血液は正常な状態でも水の3から4倍の見かけ粘度をもつとされているので、血液ポンプとしての設計において、流体粘度の影響を無視することはできない。実際、水を用いて特性試験を行うと無次元性能は回転数によらずほぼ一定であるが、血液程度の粘度を持つ流体を用いると、無次元性能は回転数によらず一定にはならない。

流体機械の性能表示に用いる無次元数として粘度の影響を含むものは、機械レイノルズ数 $Re = r_2^2 \omega / \nu$ が一般的である。ただし、 Re にはポンプ流量を示す量が含まれていないので、広範な運転領域における性能を Re のみで完全に整理することはできないことに留意すべきである。ポンプ性能に対する Re の影響に関しては、Ippen⁽¹⁾らをはじめ多くの研究者^{(2)~(8)}によって研究がなされており、 Re が 10^3 程度の領域においては、遠心ポンプの使用が実用的でないほどに性能が低下すること⁽⁶⁾などが示されている。

本ポンプで使用する Re の範囲は $10^5 \sim 10^6$ 程度で、ポンプの性能が Re の影響を大きく受ける範囲であると予想される。また、血液はニュートン流体である血漿中に体積濃度にして40%前後の血球成分が分散して存在しているサスペンションであるので、せん断速度とせん断応力の比が一定でない非ニュートン性を示す。一般には、高ずり速度の下では、血液の非ニュートン性はほとんど無視でき、ニュートン流体として扱ってよいとされているが、血液の粘性の決定方法や、血液の粘度がポンプ特性にどのような形で影響するかはほとんど知られていない。

本章では、ポンプ性能ならびにポンプ内で生じている動力損失が流体粘度によって受ける影響を実験的に調べ、ポンプ内で生じる動力損失の割合とそれぞれの粘度依存性を調べることを目的とする。本章の構成は以下のようになっている。まず、5.2

節では、ポンプ内で生じる動力損失の種類について概説する。5.3節では、グリセリン水溶液を用いた特性試験により、ポンプ性能ならびに動力損失に及ぼす粘度の影響を検討する。最後に5.4節では、血液ポンプの性能を表すための血液の粘度の決定方法についての考察と、動作流体としての血液とニュートン流体との差異をポンプ特性から検討する。

5.2 ポンプの動力損失

ポンプに加えられた軸動力の内、動作流体に与えられた仕事以外は、以下に述べるような種々の損失として消費される⁽⁹⁾。

1. 機械的摩擦損失

- 回転軸シール部などの機械的接触部分における摩擦に基づく損失で、その大きさはポンプの構造により異なる。また、そのときどきの状況によって変化し、全動力が小さい小型ポンプの場合は、その割合も大きく、ポンプ効率に無視できない影響を与えうる。回転軸をもつポンプであれば軸シール部においてこの損失が生じるが、本ポンプはインペラーが完全非接触で回転しているので、駆動モーターのベアリング部以外にはこの損失は皆無である。

2. 円板摩擦損失

- ポンプの回転表面の内、羽根表面以外の全ての部分における全ての部分での流体摩擦による損失である。インペラーディスクとケーシングの間の隙間や、インペラーディスク外周面での摩擦損失を指す。本ポンプの場合は磁気浮上の磁力確保のため軸方向の隙間は 0.25mm 程度で、半径方向隙間の 1mm に比べ小さく、またその面積も大きいので、円板摩擦損失として特にインペラーディスクとケーシングの間の流体による摩擦損失を指す。一般に、低比速度ポンプの場合は円板摩擦損失が相対的に大きくなるとされている。また、本ポンプは磁気浮上の構造上インペラーが 2 枚の円板ではさまれているため、円板摩擦面積が大きい。加えて、超小型であるため流体の粘度の影響が通常のポンプに比べ大きいと考えられる。

3. 漏れ損失

- 通常は軸シール部を通してポンプ外部に漏洩する流量に与えられた無効仕事のことを指すが、例えばインペラーに作用する軸スラストのバランスをとるために、インペラーに開けられたバランスホールを通してインペラー背面から入り口付近へと逆流する流量も含んで考える。本ポンプ

の場合は、ポンプ外への漏洩は皆無であるが、インペラー内でエネルギーを与えられた流体の一部が、インペラーが浮上していることで必然的にできるインペラーディスクとケーシング壁との隙間を通して入口へと逆流する。この流体に与えられた無効仕事を指して漏れ損失と呼ぶ。この隙間内流れは、インペラーを出た後高速で旋回しながら隙間内に流入して、隙間内で圧力を減じて入口部分へと戻っていく。そのため、円板摩擦の大きさは、隙間内流れが持ち込む角運動量や、漏れ流量によって影響される^(10~12)。このことは、例えばインペラーに働く軸スラストを見積もる際には重要なことである。低比速度ポンプは発生圧力が高く、かつ本ポンプには軸シール部がなく、隙間が一つの流路を形成しているため、漏れ流量が多く、漏れ損失の全損失に対する割合は通常のポンプよりも大きいと予想される。

4. 水力損失

- インペラーを通過する主流に起こる渦と摩擦による水力損失で、流量により大きく変動する。インペラー内は逆圧力勾配であり、かつ回転する流路であるためコリオリ力が作用する複雑な流れ場である。特に低流量域では、インペラー内に逆流域が表れるため、損失の過程はいっそう複雑になる。したがって、この損失を良い精度で予測することは困難であるが、ポンプ内流れが完全な乱流であれば、圧力損失はほぼ流速の 2 乗に比例するが、流体の粘度の影響が大きくなると圧力損失の流速依存性に変化し、その結果ポンプ回転数の 2 乗で無次元化した圧力特性が回転数により変化することになる。

5.3 ポンプ性能に及ぼす流体粘度の影響

5.3.1 実験方法

本節では、流体粘度によるポンプ性能の変化を調べる。動作流体としては、ニュートン流体であるグリセリン水溶液を用いた。流体粘度はグリセリン水溶液の濃度を定めることにより変化させた。実験に用いたグリセリン水溶液の物性値を表 5.1 に示す。

表 5.1: グリセリン水溶液の物性値

symbol	ρ $\times 10^3 \text{ kg/m}^3$ g/cm^3	μ $\times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ cP	ν $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ cSt
1	1.006	0.917	0.912
2	1.069	1.67	1.562
3	1.090	2.27	2.083
4	1.100	2.65	2.409
5	1.108	2.91	2.626
6	1.118	3.25	2.907
7	1.126	3.70	3.286
8	1.134	4.33	3.818

流体粘度 μ はコーン・平板型粘度計（東機産業製）により計測した。その他のポンプ特性試験方法は 3.2 節と同様である。ポンプ特性の結果は機械レイノルズ数 $Re = r_2^2 \omega / \nu$ をパラメータとして整理した。表 5.1 の各々の流体に対して、回転数と管路抵抗の強さを徐々に変化させることで運転点を変化させた。その結果、測定を行った運転範囲は、流量が 0~10(l/min)、発生圧力が 0~230(mmHg) であった。ポンプ回転数は 1000~2600(rpm) の範囲で変化させた。したがって、実験における Re の範囲は $1.71 \times 10^4 \sim 1.87 \times 10^5$ である。ポンプの形状として、インペラー番号 (7A) のインペラーと Volute 型ディフューザの組み合わせを用いた。

5.3.2 ポンプ性能

図 5.1 にポンプ特性のレイノルズ数依存性を示す。図に示した Re の範囲は、測定されたデータ中より、 Re が凡例に示した値 ± 500 以内に入っているデータのプロットである。 ψ と ϕ の関係は、低流量域では Re の影響は無視できるほど小さく、流量が増加するに従って、低 Re であるほど圧力損失が大きい。特に $Re=20000$ の場合はその程度が著しく、インペラーやディフューザなど流路での摩擦による損失の影響

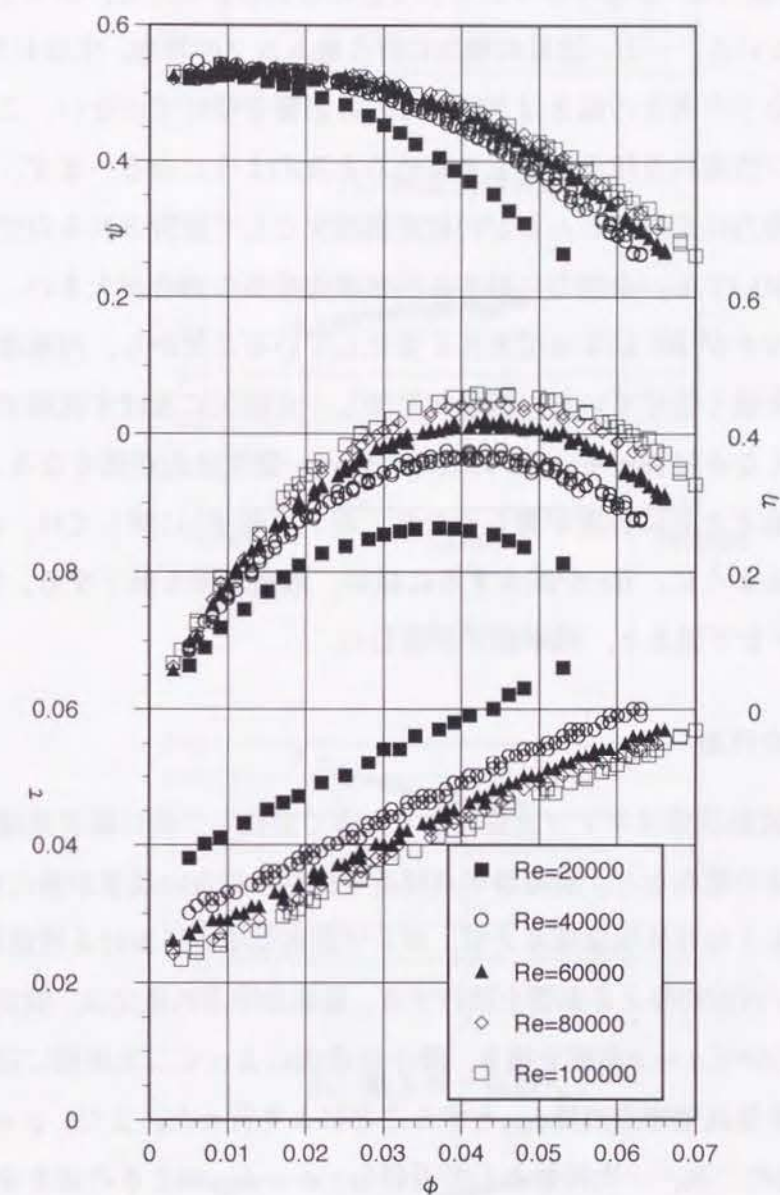


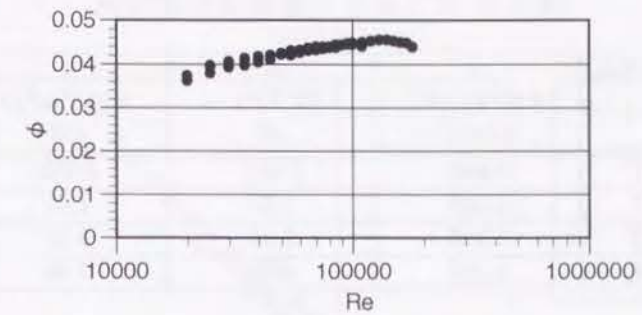
図 5.1: ポンプ性能に与える Re の影響

響であると考えられる。人工心臓としての流量域は $\phi = 0.01 \sim 0.04$ 程度であるので、ポンプの発生圧力に関して粘度の影響は大きくない範囲であるといえる。一方、軸トルク係数 τ には、 Re の影響が顕著に見られる。 $\phi = 0.00$ ，すなわち、縮切運転状態における τ の値 (τ_0) が全トルクに対して占める割合が大きく、かつ Re とともに顕著に変化している。一方、流量の増加に伴う軸トルクの増加，すなわち $\tau \sim \phi$ の関係を直線とみなしたときの傾きはさほど Re の影響を受けていない。このことより、粘度がポンプ性能に及ぼす影響をまとめると次のようになる。まず、縮め切り状態における軸動力はそのほとんどが円板摩擦損失として消費されるので、流量が出ている状態においても、全動力に対する円板摩擦損失の割合が大きい。また、縮め切り状態のトルクが Re によって大きく変化していることから、円板摩擦損失の値は Re の影響を強く受けている。流量が増加し、全損失に及ぼす流路での摩擦損失の割合が大きくなるに従って、 Re の低下に伴い、発生圧力が低くなる。そして、両者とも Re の低下と共に程度が著しくなる。ポンプ効率 η に関しては、 ψ と τ の傾向から予想できるように、 Re が減少するに従い、最高効率も低下する。特に、 Re が 60000~40000 を下回ると、効率低下が著しい。

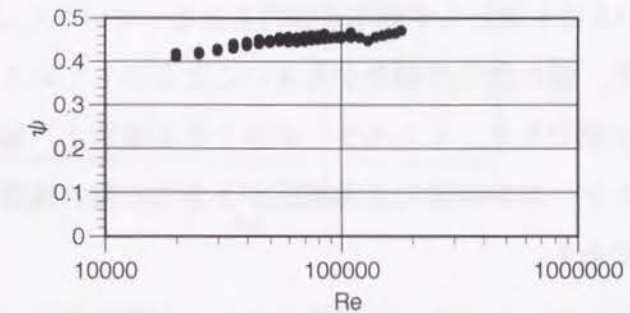
5.3.3 最高効率点性能

ポンプ内部の流動状態はポンプ流量により大きく変化し、特に低流量域ではポンプ内部での逆流域の発生など、最高効率点付近では見られない現象が新たに生じる。ここでは、そのような特異現象は考えず、ポンプ最高効率点における性能に注目し、流体粘度がポンプ性能に与える影響を検討する。最高効率点の決定は、測定されたさまざまな Re について $\eta \sim \phi$ 曲線を描き、最小自乗法によって二次曲線に近似し、その頂点での流量を最高効率点流量 ϕ_{bep} とすることにより行った。また、 $\psi \sim \phi, \tau \sim \phi$ 特性はそれぞれ ϕ の二次、一次関数として近似し、 $\phi = \phi_{bep}$ のときの値を求めた。図 5.2は、最高効率点における各無次元量を Re に対してプロットしたものである。

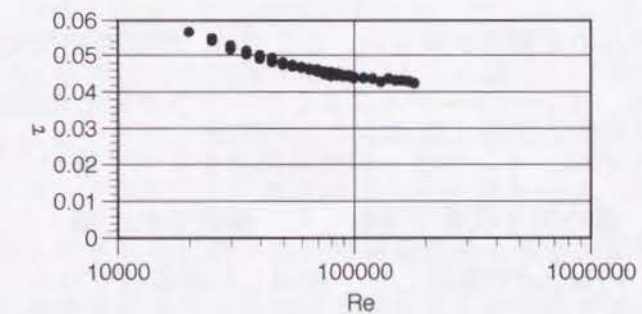
ϕ_{bep} は Re が 10^5 以上ではほぼ一定の値をとっているが、 Re が 10^5 以下では Re の減少と共に緩やかに減少して行く。 ψ_{bep} も ϕ_{bep} と同様の傾向であり、 Re の減少と共に緩やかに減少する。 τ_{bep} は Re の減少に伴い顕著な増加傾向を示しており、 Re が小さいほどその程度が大きくなる。 ϕ_{bep}, ψ_{bep} の Re 減少に伴う低下の程度から、低レイノルズ数であればあるほど、円板摩擦損失の割合が支配的になると考えられる。 η_{bep} は $\phi_{bep}, \psi_{bep}, \tau_{bep}$ の傾向を反映しており、 Re の減少に伴い急激に低下する。また、



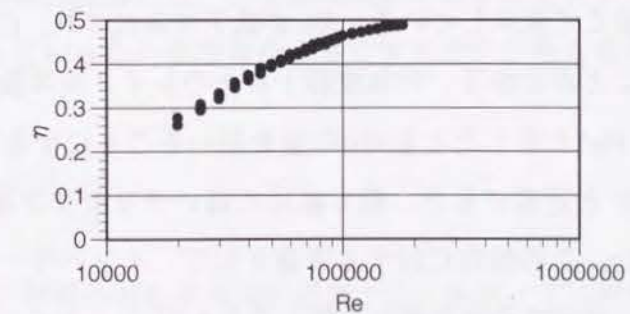
(a) 流量係数 ϕ_{bep}



(b) 圧力係数 ψ_{bep}



(c) 軸トルク係数 τ_{bep}



(d) 効率 η_{bep}

図 5.2: 最高効率点性能

表 5.2: グリセリン水溶液の物性値

symbol	ρ $\times 10^3 \text{ kg/m}^3$ g/cm^3	μ $\times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ cP	ν $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ cSt
1	0.996	0.924	0.928
2	1.060	1.73	1.63
3	1.115	3.99	3.58
4	1.163	11.5	9.89

Re が大きい場合にも η_{bep} は約 0.5 付近に収束する傾向が見られる。円板摩擦が相対的に小さくなっているにもかかわらず効率が頭打ちとなっているのは、インペラーを出た直後の混合損失や、漏れ損失の割合が大きいことを示していると考えられる。特に、本ポンプは超小型であり、インペラーが浮上する構造上、漏れ流れの生じるインペラーディスクとケーシング壁の流路抵抗が小さく、漏れ流量が大きいことは十分考えられることである。

5.3.4 円板摩擦損失

これまでの実験の結果が示すように、 Re の値が低いほど、また、流量が低いほど、円板摩擦損失の占める割合が大きい。ここでは、円板摩擦損失が Re によって与える影響を検討する。インペラーディスクとケーシング壁との隙間での円板摩擦損失だけを検討するために、インペラーの流路部分をすべて塞いだ円板摩擦測定用インペラーを製作し、締め切り状態で運転した。測定された軸トルクは円板摩擦モーメント係数 $C_{am} = T / \rho r_2^5 \omega^2$ で整理した。使用した流体はグリセリン水溶液である。表 5.2 にその物性値を示す。液体温度は恒温槽により 25° に保った。

図 5.3 に C_{am} の値を Re に対してプロットしたグラフを示す。図中、表 5.2 に示す液体毎に記号を変えて表示している。 Re が低下するにつれ、 C_{am} の増加の割合が顕著になっていることがわかる。円板摩擦トルクのレイノルズ数依存性を示す指標として、 $C_{am} = A Re^\alpha$ と表したときの α の値を用いることにすると、 $Re \geq 10^5$ の範囲では、 $\alpha = -0.29$ と近似できた。最も粘度の高いグリセリン水溶液 4 の場合は、 $\alpha = -0.82$ であった。この傾向に対する考察として、インペラーディスクあるいはケーシング壁面上に発達する境界層の状態を考える⁽¹⁰⁾と、レイノルズ数が低く、インペラーディスクとケーシング壁上の境界層が一体化し、周方向の速度分布がクエット状の速度分布になっている場合、 $C_{am} \propto Re^{-1}$ である。粘性の影響が小さくなり、

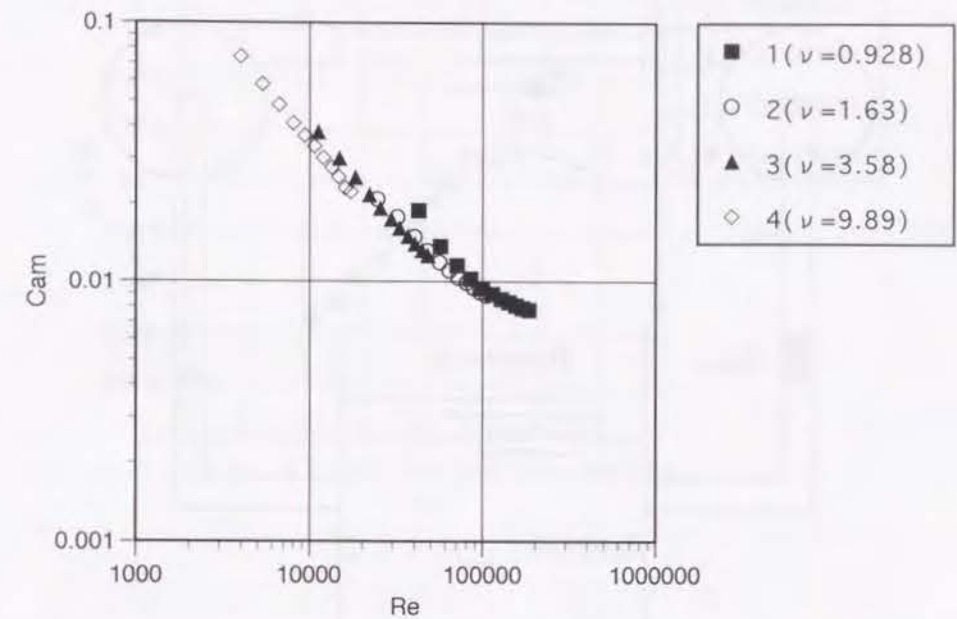


図 5.3: 円板摩擦モーメント係数 C_{am} のレイノルズ数依存性

インペラーディスク上とケーシング壁面上の境界層が分離すると、 $C_{am} \propto Re^{-\frac{1}{2}}$ になる。さらに Re が高くなると乱流遷移が起こり、 $C_{am} \propto Re^{-\frac{1}{5}}$ となる。このように円板摩擦損失の Re 依存性から判断すると、人工心臓として使用する場合の Re の範囲 ($10^4 \sim 10^5$) においては、隙間内流れは乱流と層流の遷移領域であることが予想される。実際のポンプ運転時の円板摩擦損失の大きさには、 Re だけでなく、漏れ流量が隙間内に流入するときに持ち込む角運動量の大きさが影響するので、実際のポンプ運転時の円板摩擦損失の定量的な予測はさらに困難であると考えられる。しかし、円板摩擦損失は Re に大きく依存し、ポンプの損失の大部分を占めていることより、ポンプ効率の改善には、たとえば羽根の長さは変えずに円板の面積をできるだけ小さくするといった円板摩擦を小さくする方法が最も効率的であると考えられる。

5.3.5 漏れ損失

第 4 章で示した隙間内流れの可視化結果から、本ポンプの漏れ流れは高速で旋回しているが、その半径速度成分もかなり大きいことがわかる。その結果、本ポンプにおける漏れ損失は通常のポンプのように無視できるものではなく、ポンプ効率を

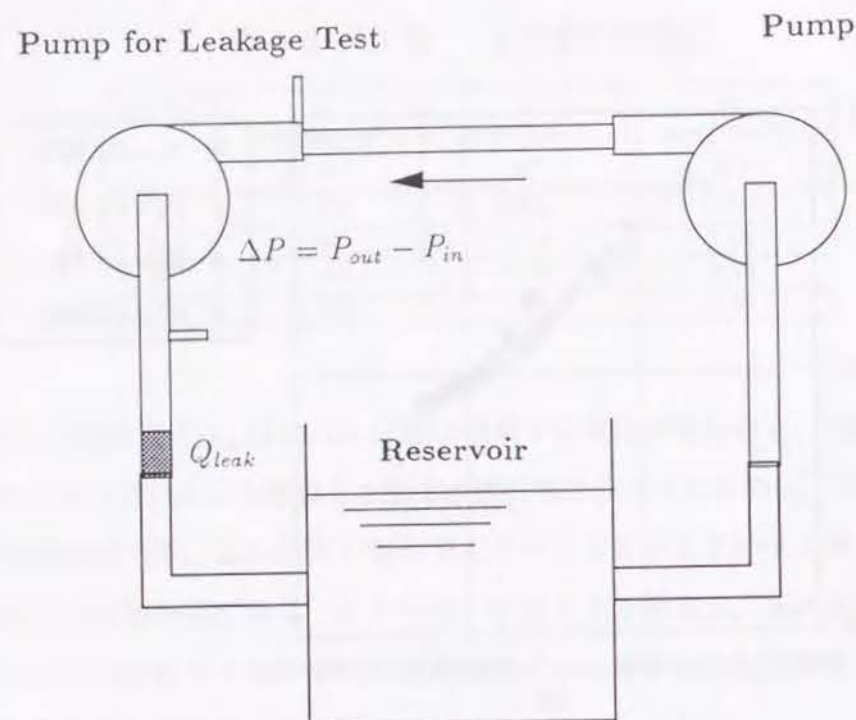


図 5.4: 漏れ損失推定の実験回路構成

改善するためには考慮すべき事項である。ところが、漏れ流量が少なくなりすぎて血流速度が低下すると血栓が生じる危険性がある。

血液の粘度は主にヘマトクリットの値により変化するが、ヘマトクリットの増加によって血液の粘度が増大したり、血圧の低下にともなうポンプ回転数の低下により、ポンプの機械レイノルズ数が低下すると、すでに示したようにポンプの性能が急激に低下する。このレイノルズ数低下にともなう漏れ流量の変化を知ることは血液ポンプの設計上非常に重要であると考えられる。

漏れ損失のレイノルズ数依存性を調べるため、円板摩擦損失と同様に、流路を完全に塞いだ円板摩擦測定用インペラーディスクを用いて、図 5.4 に示すようにポンプ出口に別のポンプを接続し、強制的にポンプ出口から入口に向かう漏れ流れを実現させた。また、漏れ流れの旋回方向と、インペラーディスクの回転方向を同じにするために、インペラーディスクはケーシングに対して通常のポンプとは逆回転するようにした。この状態で、回転数 N を一定にして運転を行い、漏れ流量 ϕ_{leak} 、漏れ測定ポンプ出入口圧力差 ΔP を計測した。使用した動作流体は、円板摩擦損失の実験と同じグリセリン水溶液（表 5.2）を用いた。実験の結果得られた測定値は、ポンプ特性試験と同様に次に示す無次元化を行い無次元漏れ流量 ϕ_{leak} 、無次元圧力 $\Delta\psi$

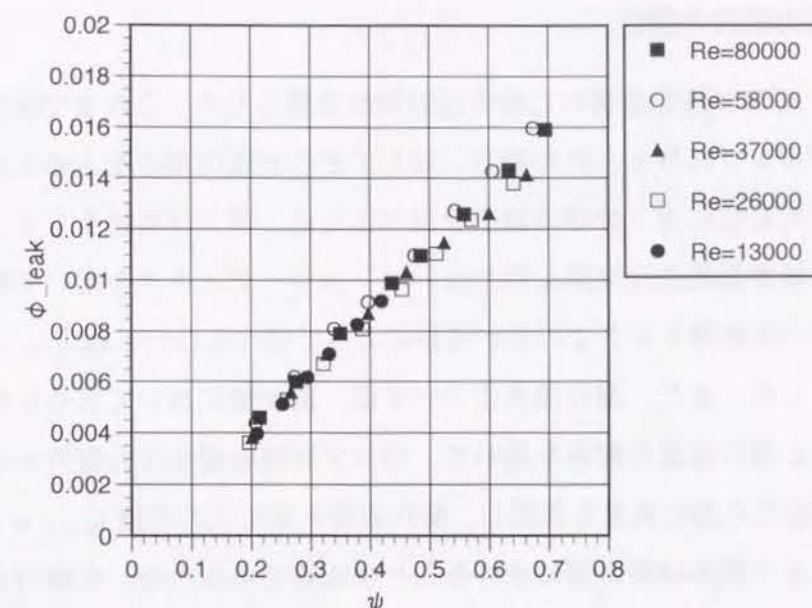


図 5.5: ϕ_{leak} と ψ の関係

として比較に用いた。

$$\phi_{leak} = \frac{Q_{leak}}{2\pi r_2^2 b \omega} \quad (5.1)$$

$$\psi_{leak} = \frac{\Delta P}{\rho r_2^2 \omega^2} \quad (5.2)$$

図 5.5 に、 ϕ_{leak} と ψ_{leak} の関係を示す。図より、 Re が低いとき、同じ ψ の値における ϕ_{leak} が若干小さいが、円板摩擦トルクに見られたような顕著な Re 依存性はなく、ほぼ一本の直線で表すことができる。隙間内流れにおいて粘度が影響しないポテンシャル領域が存在することは、黒川ら⁽¹¹⁾の遠心ポンプの隙間内流れを調べた研究をはじめとするいくつかの研究^(12,13)で既に述べられており、インペラーディスクとケーシング壁上に発達する両境界層の中間領域に、周方向速度が軸方向に変化しないポテンシャルコア領域が存在する。旋回速度はインペラーの約半分の回転速度とされているが、流れの角運動量の影響が大きいため、その結果を本ポンプに当てはめることはできない。山根ら⁽¹⁴⁾は、遠心血液ポンプの 3 倍相似モデルにおいて、このポテンシャルコアの存在を計測しており、可視化の結果示されたような半径方向にも大きな速度成分を持つ隙間流れがこのポテンシャルコアを流れているとすれば、測定される漏れ流量は粘度の影響をほとんど受けないことになる。このように、血液の粘度が増加するか、ポンプの回転数が低下して Re が小さくなくても漏れ流量はさほど影響を受けないことが示唆された。

5.3.6 各種動力損失の割合

ここでは、ポンプ性能改善のための設計指針を得るため、これまで検討してきた各種の損失がポンプに与えられた動力に対してどの程度の割合を占めるかを評価する。運転状態の変化に伴う分布の様子を調べるため、ポンプ特性をもとに損失分析を行った。円板摩擦損失は流路を持たないインペラーディスクを用いて締め切り状態で計測した円板摩擦トルク T の値が流量によって変化しないと仮定して、 $T\omega$ を円板摩擦損失とした。また、漏れ損失については、前小節において求められたポンプ出入口圧力差と漏れ流量の関係を用いて、ポンプ特性の発生圧力特性から求められた発生圧力に応じた漏れ流量を算出し、漏れ流量と発生圧力の積 $Q_{leak} \times \Delta P$ を漏れ損失とした。水力損失は要素別に求めることは困難であるため、全動力からポンプ仕事、円板摩擦損失、漏れ流量を差し引いて水力損失と定義した。この方法によって導かれた各種損失と流量の関係を図 5.6 に示す。図は動作流体が水道水、ポンプ回転数が 2000rpm の場合を示している。低流量では損失のほとんどが円板摩擦損失と漏れ損失によって占められており、水力損失は流量が 6(l/min) 以上で割合が大きくなっている。従って、インペラーなどポンプ形状を変更することで改善されることが期待される水力損失の全動力に対する割合は極めて小さく、低流量でのポンプ効率を改善するためには円板摩擦損失ならびに漏れ損失を低減することが最も有効であると考えられる。

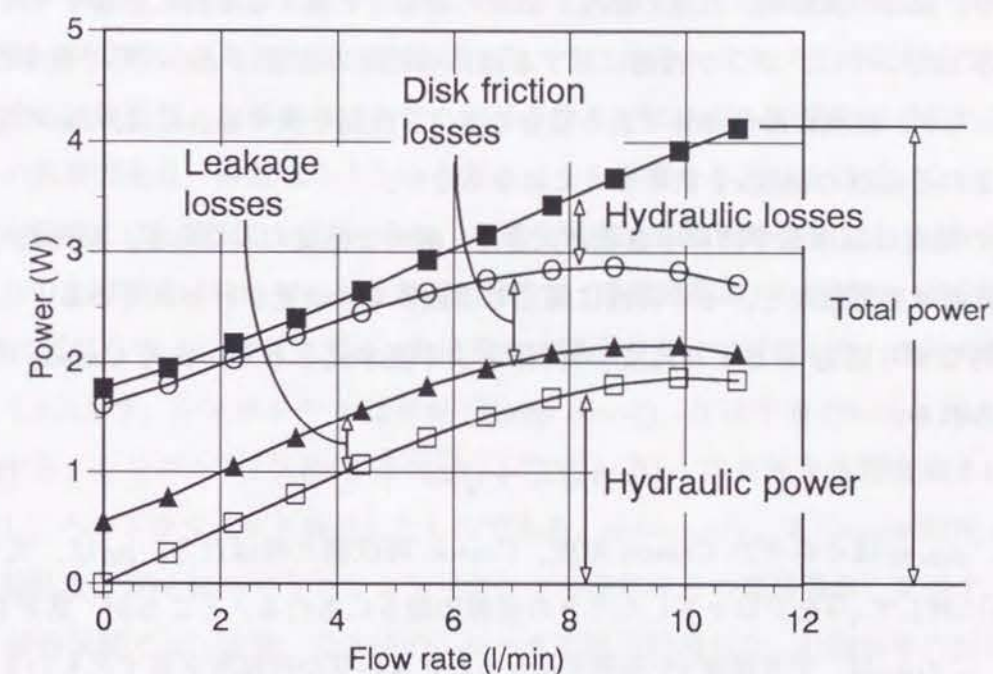


図 5.6: 各種損失の大きさと流量の関係

5.4 血液を用いた場合のポンプ特性

5.4.1 血液の見かけ粘度

グリセリン水溶液は均質な流体であり、ずり応力 s がずり速度 $\dot{\gamma}$ に比例するのに対し、血液はタンパクやイオンを含む血漿中に赤血球・白血球・血小板の有形成分が分散したサスペンションである。有形成分のうち最も多いのは赤血球であり、健康な成人で全血液の約 40～45% を占める。従って、血液は物質定数としての粘度を持たない非ニュートン性流体であり、 s と $\dot{\gamma}$ の比により見かけの粘度が定義される。血液の見かけの粘度は、ヘマトクリット（全血に対する赤血球の体積濃度）、血球の大きさ、血球の変形能、血漿の粘度、血球の凝集など様々な要因に影響をうける。前節で示したように、ポンプ性能に対する流体の粘度の影響は Re の形で表すことがわかったが、血液が動作流体である場合のポンプ性能を表す場合には、 Re の定義式に含まれる血液の粘度 μ を決めなくてはならない。

血液の粘度は臨床医学的にも意義が大きく、静的な粘度のみならず、粘弾性や凝固能、赤血球変形能など、その特性に関しては数多くの研究が行われている⁽¹⁵⁾。血液の静的なずり応力 s とずり速度 $\dot{\gamma}$ の関係をよく表す式として、次の Casson の式が挙げられる。

$$\sqrt{s} = \sqrt{s_C} + \sqrt{\mu_C \cdot \dot{\gamma}} \quad (5.3)$$

ここで、 μ_C, s_C はそれぞれ Casson 粘度、Casson 降伏値と呼ばれる。 μ_C は、式 5.3 で、 $\sqrt{\dot{\gamma}}$ に対して \sqrt{s} をプロットしたときの直線の傾きに当たる。ところが、見方を変えると、この μ_C は、ずり速度 $\dot{\gamma}$ が無限大になったときの見かけ粘度を表すともいえる。遠心血液ポンプ内の流れはきわめて複雑であるが、どの部分においても $\dot{\gamma}$ はきわめて大きいと思われる。例として、隙間内流れを考える。中間コア部を無視し、周方向速度分布がケーシング壁から回転するインペラー上まで直線状に変化すると仮定しても、ポンプ回転数が 2000rpm の下でのインペラー外端のずり速度は約 20000 (s^{-1}) となり、血液の非ニュートン性が顕著となるずり速度 (100 (s^{-1})) よりもはるかに大きい。このことから、ポンプ特性を考える際には、近似的に血液を一定の粘度 μ_C をもつニュートン流体として扱っても差し支えないと予想できる。

表 5.3: 血液の物性値

symbol	ρ $\times 10^3 kg/m^3$ g/cm^3	μ $\times 10^{-3} Pa \cdot s$ cP	ν $\times 10^{-6} m^2/s$ cSt	Hct %
S	1.038	2.04	1.97	23.5
B1-1	1.054	2.80	2.66	44.0
B1-2	1.039	1.89	1.82	30.0
B1-3	1.029	1.40	1.36	21.0
B2	1.055	3.07	2.91	46.0

5.4.2 動作流体が血液の場合のポンプ特性

動作流体を血液としたときのポンプ特性を計測し、一定粘度 μ_C を持つ流体としての扱いが妥当であるかどうかを確認する。ウシあるいはヒツジの新鮮血で、3.4 節の溶血試験同様、抗凝固剤としてヘパリンならびに ACD-A 液を加えている。これらの抗凝固剤は、赤血球の大きさや形になんら影響を与えるものではなく、測定される粘度には影響がない⁽¹⁵⁾。また、血液の温度は実験を通じて 39.0 ± 0.5 °C に管理した。血液粘度はコーン・平板型回転粘度計（東機産業製）を使用し、測定結果を式 5.3 に近似して、 μ_C の値を求め、血液密度は標準密度計で計測した。血液の物性値を表 5.3 に示す。シンボルの S は羊血 (Sheep Blood)、B は牛血 (Bovine Blood) を意味する。シンボル B1-2, B1-3 の血液はシンボル B1-1 の血液を生理食塩水により希釈し、ヘマトクリットを操作したものである。 $\nu_C (= \mu_C / \rho)$ は Casson 粘度から求めた動粘度、Hct はヘマトクリット（全血中の固形成分の体積濃度）を表す。

特性試験では、流量、発生圧力、モータ電流を計測した。計測結果の無次元化に関する詳細は第 7 章にて説明するが、直流モータでは、モータ電流 I はトルクに比例するため、トルクをモータ電流で代用し、トルクに準じて密度 ρ と角速度 ω の 2 乗で割った換算電流 i を無次元トルクの代わりに用いた。

$$i = \frac{I}{\rho \omega^2} \times 10^6 \quad (5.4)$$

流量、発生圧力に関しては、式 3.1、式 3.2 と同じである。

まず、円板摩擦損失が支配的な締め切り状態における換算電流に着目する。この状態では、完全に層流ではないが比較的整った流れであるので、式 5.3 による血液粘度がポンプ特性を表すのに適当かどうかはわかる。ただし、漏れ流量があるのでインペラーを通り抜ける流れが存在するが、軸トルク、すなわちモータ電流に及ぼす影響は小さいと考えている。図 5.7 に締め切り運転時の換算電流を Re に対して

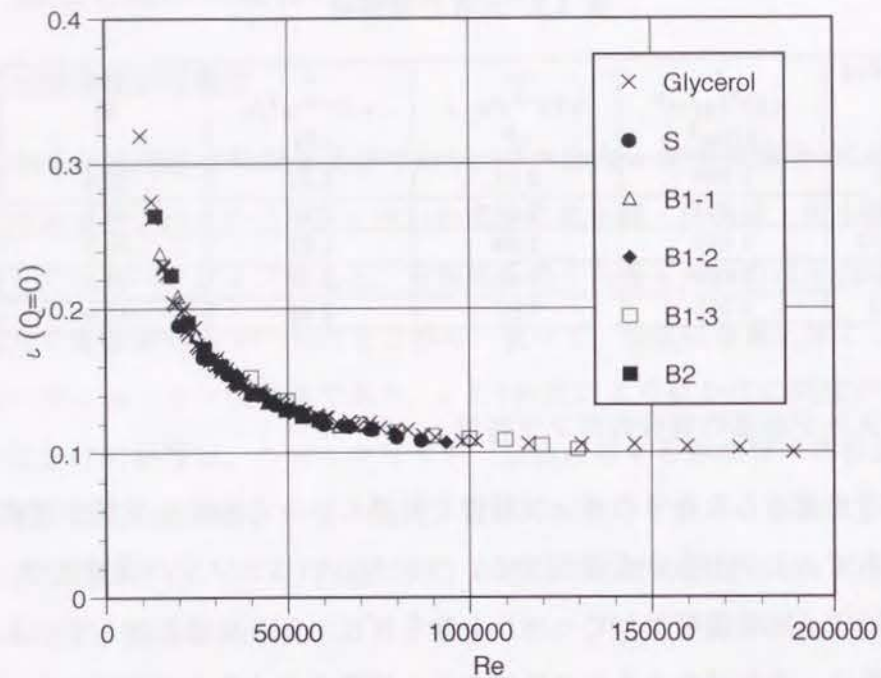
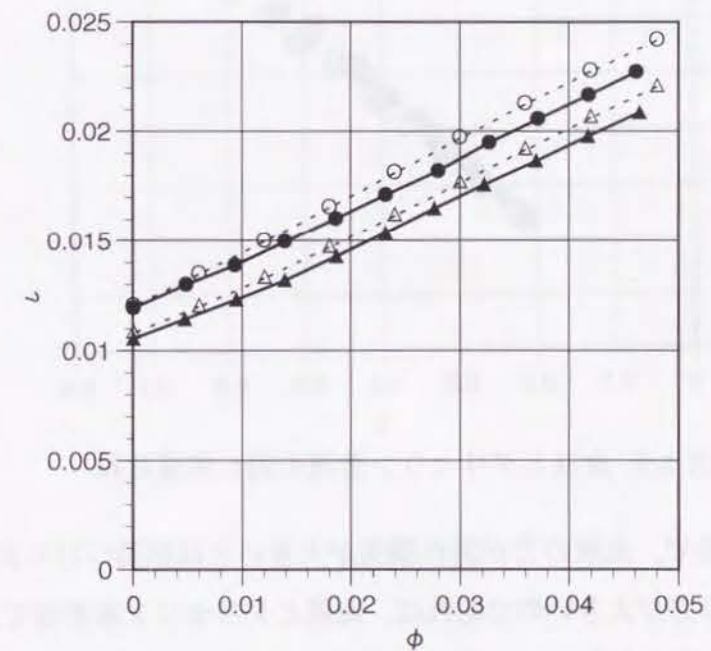
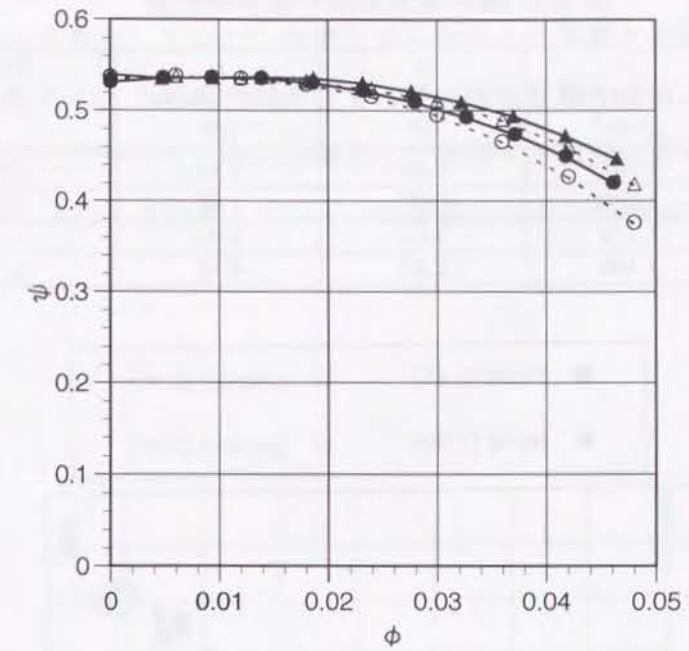


図 5.7: 締め切り運転時の換算電流のレイノルズ数依存性

プロットした。ニュートン流体との比較のため、第 7 章で用いたグリセリン水溶液についての結果も重ねて表示している。その結果、本実験の範囲内では、グリセリン水溶液と血液はほぼ同じ値を示す。この結果から、円板摩擦損失に対しては、血液の見かけ粘度として Casson 粘度 μ_C を用いることは妥当であると考えられる。

また、図 5.8 には、血液 B1-1, B1-2 の 2000rpm での ϕ, i を ϕ に対してプロットした。比較のため、B1-1, B1-2 とほぼ同じ動粘度のグリセリン水溶液を用いたときのポンプ性能も示している。締め切り状態では、グリセリン水溶液と血液の間に差は見られないが、流量が大きくなるに従って、血液の方が発生圧が高く、モータ電流が低くなっている傾向が見られる。円板摩擦損失は同程度であるので、血液の場合の漏れ損失と水力損失の和が流量の増加と共にグリセリン水溶液よりも小さくなっているはずである。

そこで、前節において行った流路を塞いだインペラーディスクをもちいた漏れ流量の粘度依存性を調べるための実験を血液についても行い、同じ動粘度のグリセリン水溶液と比較した。使用した流体の物性値を表 5.4 に示す。実験結果を図 5.9 に示す。同じ発生圧力の下では若干血液の方が漏れが多いことを示す結果が得られている。ただし、実際のポンプ運転時に漏れ流量を決定する隙間部分の圧力差や流れの



- : $Re=4.93 \times 10^4$ (B1-1, 2000rpm)
- : $Re=4.93 \times 10^4$ (Glycerol Aqueous-solution)
- ▲ : $Re=7.20 \times 10^4$ (B1-2, 2000rpm)
- △ : $Re=7.20 \times 10^4$ (Glycerol Aqueous-solution)

図 5.8: 血液でのポンプ特性

表 5.4: 漏れ損失実験の流体物性値

symbol	ρ $\times 10^3 \text{ kg/m}^3$ g/cm^3	μ $\times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ cP	ν $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ cSt	Hct %
B1	1.048	2.53	2.41	37
B2	1.039	2.07	1.99	30
G1	1.112	2.67	2.40	-
G2	1.105	2.21	2.00	-

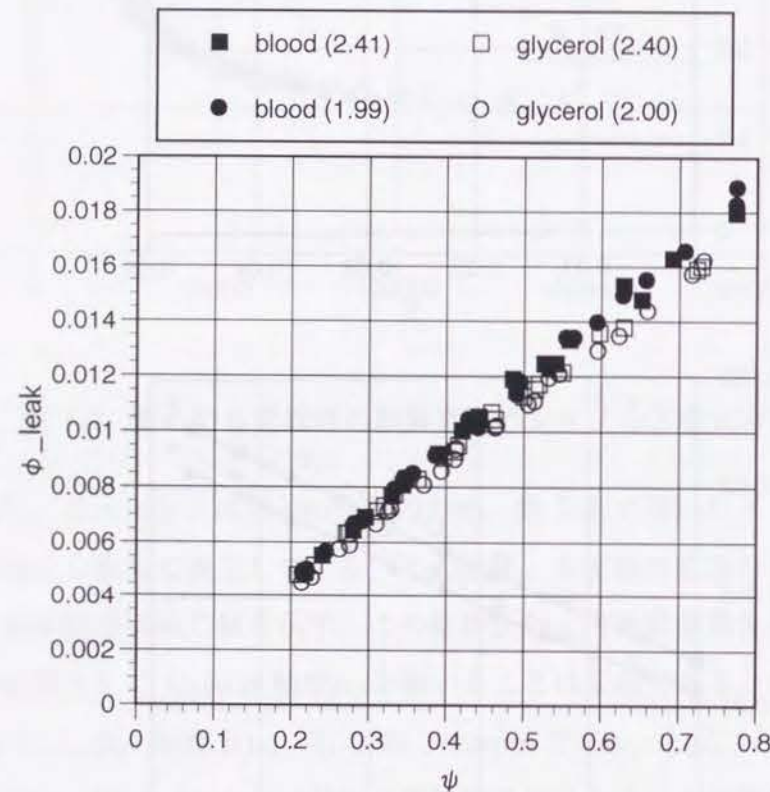


図 5.9: 血液とグリセリン溶液の漏れ流量比較

角運動量が異なるので、血液の方が漏れ損失が大きいとは結論づけられないが、もし血液の漏れ損失の方が大きいのであれば、血液とグリセリン水溶液で比べた場合、血液の方がポンプ流量が増加するに従って水力損失が減少していることになる。この原因として考えられるのは、インペラー流路内での乱流が血球の存在により緩和されることである。硬化させた赤血球のサスペンションの乱流強度を正常赤血球サスペンションの場合と比較した研究⁽¹⁶⁾では、正常赤血球の方が乱流強度が小さいことを報告している。また、渡辺⁽¹⁷⁾は、微細な粒子の懸濁液には抵抗減少効果があることを指摘しており、本実験結果に示されるように、乱流状態にある血液の圧力損失特性はニュートン流体とは異なっていると考えられる。また、壁面での摩擦損失には血球が関与せず、血漿のみによって摩擦損失が決定されている可能性もあるた

め、原因を特定するためには、血流の圧力損失に関する流体力学的な基礎研究が必要であると考えられる。しかし、血液とグリセリン水溶液の間にはポンプ特性に差が見られるものの、その割合は小さく、かつ低流量域ではほとんど問題にならない程度である。したがって、人工心臓として使用する範囲においては、血液を粘性係数 μ_C の流体とみなして計算してレイノルズ数よりポンプ特性を推定しても問題はないと思われる。

5.5 結言

本章では、流体の粘性が磁気浮上遠心血液ポンプの性能に与える影響を調べるため、グリセリン水溶液を用いてポンプ特性、円板摩擦損失、漏れ損失のそれぞれに対して、機械レイノルズ数 Re をパラメータとしてその変化を調べた。その結果、発生圧力は低流量域であれば粘度によらずほぼ一定であるが、流量の増加と共に粘度の影響が顕著になり、 Re が低いほど圧力損失が大きく、特に Re が 40000 を下回ると圧力損失が著しくなる。一方、軸トルクの多くの部分は円板摩擦損失に消費される。円板摩擦損失は粘性の影響を強く受け、 Re の増加と共に著しく増大する。流路を完全に塞いだインペラーディスクを用いて円板摩擦損失の Re 依存性を調べた結果、 Re が 10^5 より大きい場合はインペラーディスクとケーシング壁の間の隙間は乱流になっているが Re が 10^4 から 10^5 の間は乱流と層流の遷移域で、 10^4 を下回るとほぼ層流になっていることを示唆する結果を得た。一方、漏れ損失は、ほとんどレイノルズ数の影響を受けず、漏れ流量係数 ϕ_{leak} は圧力係数 ϕ の一次関数で表せることがわかった。

また、血液を動作流体としたときは、円板摩擦損失を考慮する際には血液は固有の粘度 μ_c を持つニュートン流体として取り扱ってもかまわないが、流路での摩擦損失の割合が高い高流量域では、同じ動粘度をもつグリセリン水溶液よりも圧力損失が少ないことがわかった。

第5章の参考文献

- (1) Ippen A.T., *Trans ASME*, **68**(1946), 823.
- (2) 西川, 機論, **30**-210 (1964), 357.
- (3) Smith L.H. Jr., *Trans ASME, Journal of Engineering for Power*, (1964), 225.
- (4) Balje O.E., *Trans ASME, Journal of Engineering for Power*, (1964), 227.
- (5) Bullock R.O., *Trans ASME, Journal of Engineering for Power*, (1964), 247.
- (6) 田中・大橋, 機論, **50**-449, B(1984), 279.
- (7) 太田・青木, 機論, **56**-526, B(1990), 1702.
- (8) 太田・青木・中山, 機論 **51**-472, B(1985), 4295.
- (9) Stepanoff A.J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd edition*, John Wiley & Sons, Inc. (1957).
- (10) Schlichting H., *Boundary Layer Theory*, 6th Ed., McGraw-Hill (1968).
- (11) 黒川・豊倉, 機論, **41**-346 (1975), 1753.
- (12) 速水・妹尾, 機論, **41**-351 (1975), 3152.
- (13) 黒川・豊倉, ターボ機械, **4**-5 (1976), 302.
- (14) 山根・他 3 名, 機講論, **95**-26 (1996), 55.
- (15) 岡, バイオレオロジー, 裳華房 (1984).
- (16) Sabbah H.N., Stein P.D., *Biorheology*, **13** (1976), 309.
- (17) 渡辺, 混相流, **6**-4 (1992), 371.

第6章 遠心血液ポンプの運転方法

6.1 緒言

拍動型血液ポンプの拍出量は、(一回拍出量) × (拍動回数) となるため、目標となる拍出量が決まってさえいれば、そのコントロールは比較的簡単に行うことが可能である。もちろん、拍出量の目標値の決定は、生体の循環調節系に未知の要素が多いため、きわめて難しい問題である。拍動流ポンプを用いた完全置換型人工心臓の制御方法としては、生体の末梢血管抵抗を利用した方法^(1,2)、ファジィ制御を用いる方法⁽³⁾、ニューラルネットワークを用いる方法⁽⁴⁾など数々の方法が動物実験により検討されている。また、補助循環の場合は生体心との並列運転となるので、問題は更に複雑化する。

一方、遠心血液ポンプの場合は、流量を調節するためには駆動モータの回転数を調節することになるが、例えば回転数を一定にした運転した場合、遠心ポンプの動作点は管路抵抗、すなわち生体の循環抵抗に依存して変化する。この動作点の変化の結果生じるポンプ流量変化の大きさは、抵抗の変化量とポンプの発生圧力特性の勾配に依存する。図 6.1 にその様子を簡単に示す。大きさ R_1 の抵抗と、図中の A 点で平衡状態を保ってポンプが運転されており、何らかの原因で、抵抗の大きさが R_1 から R_2 に変化すると、局所的に ΔP 特性の傾き κ_B をもつポンプの動作点は、A 点から B 点に移り、流量は ΔQ_B だけ変化する。一方傾き κ_C をもつポンプの動作点は、A 点から C 点に移り、流量は ΔQ_C だけ変化する。ポンプ特性の傾きが急であれば、すなわち κ が負の大きな値であれば、抵抗の変化に対してポンプ流量の変動が少なくなる。ところが、第 3 章で示したように、本ポンプの発生圧力特性曲線は、特に低流量部分において流量が変化しても発生圧力がほとんど変化しない平坦な形をとり、インペラー形状 (16A) では逆に流量が増えると発生圧力が増加する右上がりの部分も存在する。したがって、例えばポンプを装着した患者の姿勢の変化に伴う一時的な抵抗の上昇の際に、比較的大きな流量変動を伴うことが予想される。これは開心術はもとより、生体心の負荷の軽減という補助循環の目的からすれば好ましくない状況である。また、補助循環における weaning (ポンプ仕事を徐々に落として

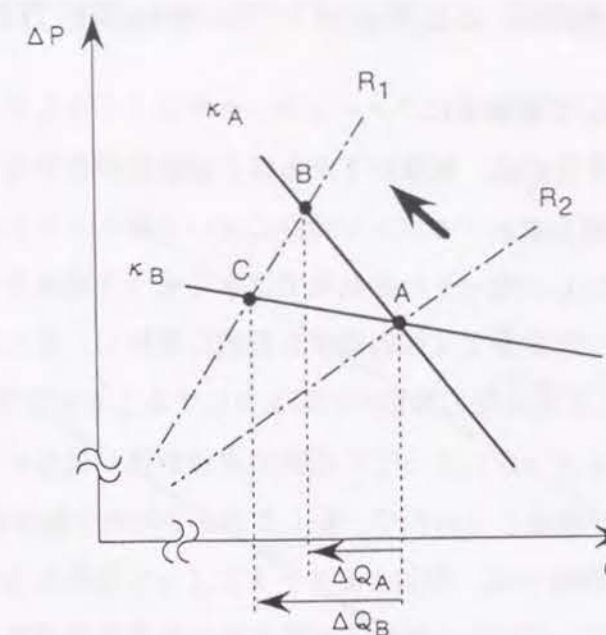


図 6.1: 遠心ポンプの動作点の移動

いき、回復した生体心の負荷を増やしていくこと) 時にはポンプ流量がほとんどゼロになってしまうか、逆流を起こす場合も考えられる。補助循環あるいは開心術中のポンプ流量をある一定値に保つため、流量計の出力をポンプ駆動モータの目標回転数値にフィードバックする方法⁽⁵⁾も提案されているが、制御のための特別な機構は持たせずに、流量変動の大きさをできるだけ小さいものにしようとするならば、ポンプ特性を変化させるしかない。ところが、インペラー出口角 β_2 を小さくするなどして、発生圧力特性を変化させてしまったのでは損失が増えるばかりで意味がない。

そこで、本章では、ポンプ流量の大幅な変動を減少することを目的としたポンプ運転の制御方法に関して、ポンプの形状を変えるのではなく、駆動モータの制御対象を回転数からモータ電流に変更することによってポンプ特性を変化させる方法について検討する。まず、6.2 節ではモータ電流を制御する意味と、特性の傾きを自由に変化させる方法について説明する。ついで 6.3 節では、慢性動物実験において本方法の効果を実証する。

6.2 モータ電流制御による遠心ポンプの特性調節方法

ポンプ流量を計測して制御系にフィードバックすることなしに、ポンプの発生圧力特性の勾配を急にするには、流量が下がるほど回転数が自動的に上がるようにすればよい。ここで、遠心ポンプのポンプ特性において軸トルクがほぼ流量に比例して上昇することに注目し、モータの回転数ではなくモータ電流を一定に保つように運転してやることで、低流量では回転数が自動的に増加し、逆に高流量では減少するので、その結果として発生圧力特性の勾配を急にすることができる。ただし、例えば生体心の拍動によるポンプにとっての抵抗の変動が速い場合には、モータの慣性のため回転数の変化が追従しないので、あくまでも平均的な動作点の移動を考える。

モータ電流一定の運転では、使用するモータによって発生圧力特性の勾配は決定されてしまう。発生圧力の変化に対する流量変動の程度を調節する必要がある場合には、次のような方法によって、発生圧力特性の勾配を自由に変化させることができる。電流一定運転時（設定電流値 I_0 ）の発生圧力特性を基準にして考えると、特性の勾配を急にするということは、低流量域では電流一定運転時よりも回転数をさらに増加させ、高流量域では回転数を減少させることを意味する。したがって、ある回転数 N_0 を基準にとり、実際の回転数 N が N_0 よりも大きい場合には、 $N - N_0$ に比例した電流 ΔI を、 I_0 に加え、 N が N_0 よりも小さい場合には $N_0 - N$ に比例した電流を I_0 より差し引くようにモータ制御系を設計すると、結果的にポンプの発生圧力勾配は電流一定運転時よりもさらに急になる。すなわち、比例定数を G とし、モータ電流指令値 I_0 に対し、

$$I = I_0 + G(N - N_0) \quad (6.1)$$

のように、回転数の正のフィードバックをかける方式にすれば、基準回転数 N と比例定数 G の値を調節するだけで、ポンプ特性を自由に変化させることができる。図 6.2 に方法の概略図を示す。指令値 I_0 の電流一定運転では、ポンプの発生圧力と流量、またモータ電流と回転数は抵抗の変化に応じて (1) に沿って変化する。指令電流値を $I_0 + \Delta I$ に増加させるとポンプ特性は (2) となる。また、基準回転数を N_0 とし、回転数正帰還を行うと、 $N > N_0$ では電流指令値が増加し、 $N < N_0$ では減少する。その結果、(3) で表されるようにポンプ特性が急勾配をもつので、同じ抵抗変化に対する流量変動は小さくなる。さらに、基準回転数を N_1 へ変化させることで、電流を変化させずに特性曲線を (4) の位置へ移動させることも可能である。

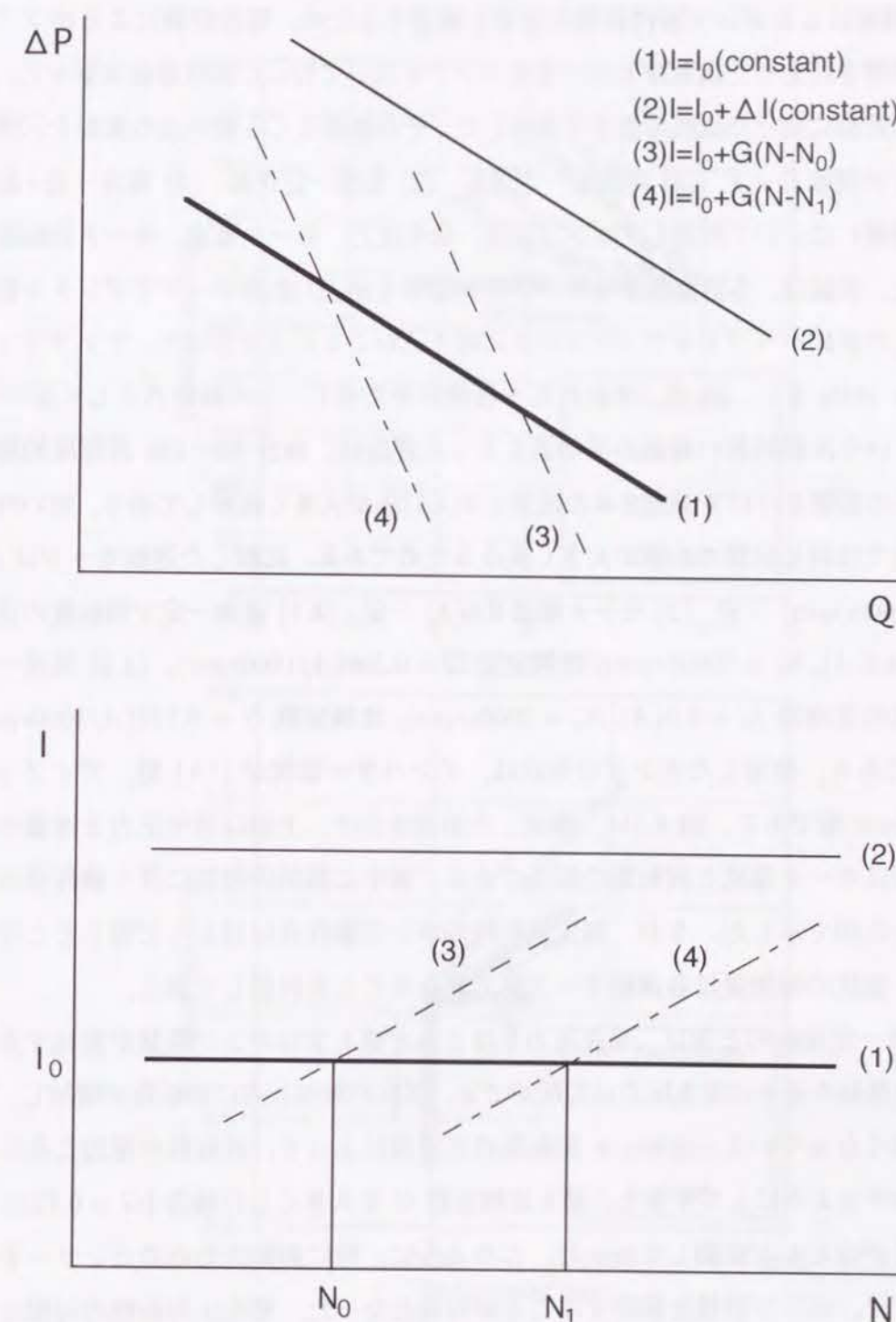


図 6.2: ポンプ発生圧力特性調節法 上: $\Delta P - Q$ 特性 下: $I - N$ 特性

6.3 モータ電流制御運転の効果

6.3.1 発生圧力特性の傾き変化

電流制御によるポンプ特性制御の効果を確認するため、電流制御によるポンプ特性調節機構を持たせた磁気浮上遠心血液ポンプを用いて行った慢性動物実験中に、ポンプ出口近傍に設けた抵抗の強さを調節した。その結果生じる動作点の変動を三種類のポンプの運転モード ((1) 回転数一定運転, (2) 電流一定運転, (3) 電流一定+回転数の正帰還) について計測し、ポンプ流量、発生圧力、モータ電流、モータ回転数を記録した。記録は、各計測器からのアナログ信号を A/D 変換ボードでデジタル信号に変換した後にパーソナルコンピュータに取り込むことにより行った。サンプリング周波数は 10Hz とし、50 点、すなわち 5 秒間の平均値を一つの動作点として用いた。5 秒間という比較的長い時間の平均値をとった理由は、毎分 80~120 回程度拍動する生体心の影響をうけて測定された流量と出入口圧が大きく変動しており、短い時間の平均値では同じ状態でも値が大きく異なるためである。比較した運転モードは (1) 回転数 2000(rpm) 一定, (2) モータ電流 0.6(A) 一定, (3-1) 電流一定で回転数の正帰還 $I_0 = 0.6(A)$, $N_0 = 2000(rpm)$, 比例定数 $G = 0.209(A/1000rpm)$, (3-2) 電流一定で回転数の正帰還 $I_0 = 0.6(A)$, $N_0 = 2000(rpm)$, 比例定数 $G = 0.722(A/1000rpm)$ の 4 つである。使用したポンプの形状は、インペラー形状が (7A) 型, ディフューザは Volute 型である。図 6.3 に、測定した結果を示す。上図は発生圧力と流量の関係, 下図はモータ電流と回転数の関係である。図中に抵抗の増加に伴う動作点の移動方向を矢印で示した。なお、測定開始時のポンプ動作点はほとんど同じところであるが、抵抗の増加量は各運転モード間で異なることを付記しておく。

回転数一定運転のときは、発生圧力をほとんど変えずにポンプ流量が変化するが電流一定運転の場合は発生圧力に勾配ができ、抵抗の増加と共に回転数が増加し、発生圧が高くなっている。さらに、回転数の正帰還によって、回転数の増加と共に電流が増加するようにしてやると、最も比例定数 G を大きくした場合 ($G = 0.722$) では、流量がほとんど変動しなかった。このように、特に制御のためのセンサーを必要とせず、ポンプ特性を調節することが可能となった。発生圧力特性の勾配についてどの程度の値が必要であるかは、ポンプが使用される状況により異なるが、ポンプによる送血量の下限や上限がわかっている場合には、この運転制御法は有効な手段であると考えられる。

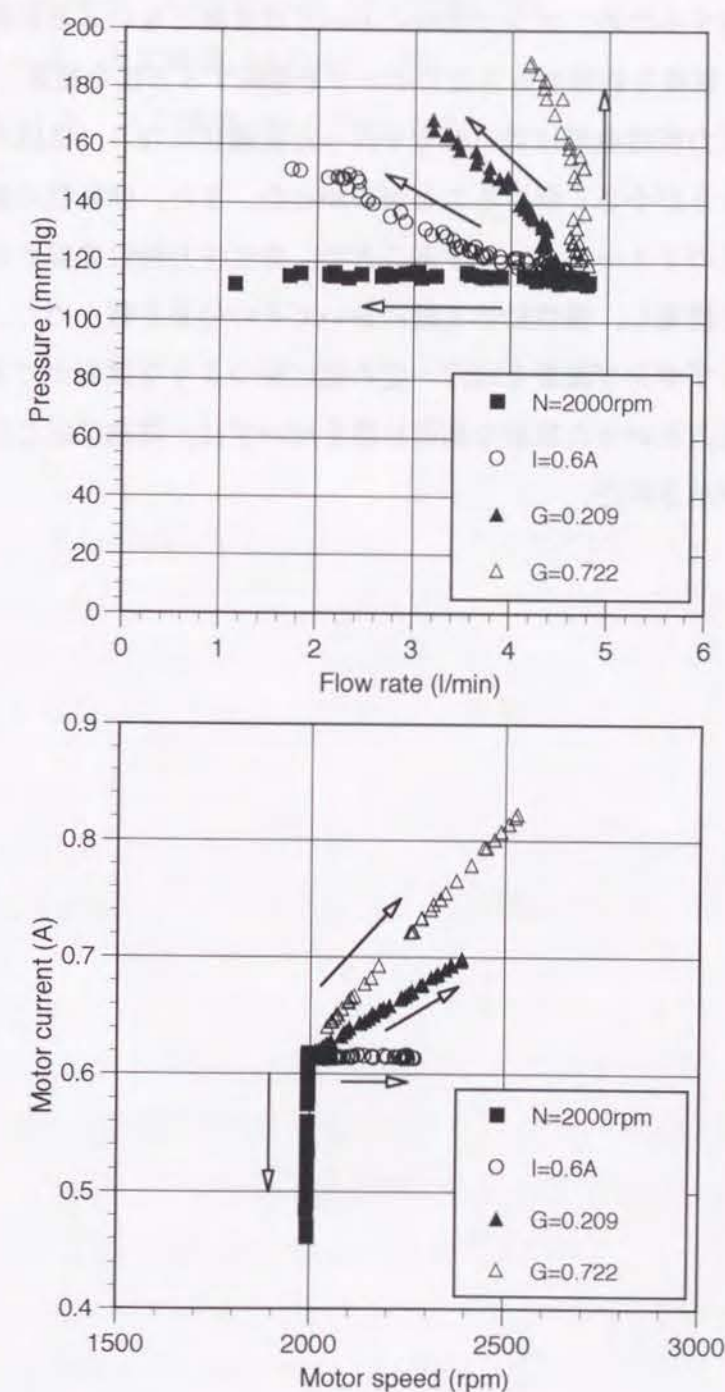


図 6.3: 各運転モードにおける平均動作点の移動

6.4 結言

本章では、低流量域での遠心血液ポンプ運転において、流量が変化しても発生圧力が変化しないという、いわゆる平坦な圧力-流量特性に基づく遠心血液ポンプの流量変動を改善するため、ポンプ運転においては常識ともいえる回転数制御運転ではなく、モータ電流を制御する方法でポンプを運転する方法を提案した。その結果、ポンプの発生圧力特性曲線は負の傾きを持った直線状になり、抵抗の変動に対する流量変化の大きさが小さく保てることがわかった。また、回転数の変化をポンプの電流指令値に正のフィードバックすることで、発生圧力特性曲線の勾配を自由に变化させる方法を提案し、慢性動物実験においてその効果を確認した。その結果、抵抗の変化によらずポンプ流量をほぼ一定の値に保つような運転ができることも実証され、流量・圧力といった特別な制御目標を用いずに、用途に応じたポンプの運転ができることが示された。

第6章の参考文献

- (1) 阿部・他 8 名, 医用電子と生体工学, **29** (1991), 314.
- (2) 橋谷・他 4 名, 人工臓器, **22**(3) (1993), 724.
- (3) Kauffman R, et al., *Artif Organs*, **19** (1995), 355.
- (4) 増澤・他 5 名, 人工臓器, **22** (1993), 306.
- (5) 西田・他 17 名, 人工臓器, **24** (1995), 608.

第7章 ポンプ流量・発生圧力の間接測定法

7.1 緒言

拍動流ポンプの開発においては、ポンプの拍出量、ポンプの出入口圧などを特別な付加センサー無しに測定する方法が研究されてきた⁽¹⁾が、ターボ型ポンプについても当然必要な研究でありながら、このような研究が行われた例は少ない⁽²⁾。これは、従来ターボ型ポンプの使用目的が体外循環などの短期間に限られていたためであると考えられる。しかし、長期使用のためには、特別なセンサーを必要としないポンプの運転状態の計測方法の確立が必要である。

本章では、ポンプの駆動モータの電流ならびに回転数から、ポンプ流量ならびにポンプ発生圧力を推定し、ポンプ自身にセンサ機能を持たせる方法について検討を行う。本研究で提案する方法を適用することにより、磁気浮上血液ポンプを含む循環補助システムには専用の流量計あるいは圧力計を用いる必要がなくなり、システムの低価格化を計ることができる。また、本方法の精度を低下させる要因はモータ自身の性能劣化のみであるため、高い信頼性が得られると考えられる。

本章の構成は次のようになっている。7.2 節では、モータ電流と回転数からポンプ流量あるいは発生圧力を推定する方法の原理について述べる。7.3 節では、模擬循環系を用いたグリセリン水溶液を用いて、粘性を考慮したうえで精度の検討を行う。7.4 節では、実際の推定に大きな影響を与える血液粘度をポンプだけを用いて計測する方法について検討する。7.5 節では、慢性動物実験において行った推定結果について述べる。7.6 節では、ポンプの流量が変動する際の精度と、モータ回転数が変化する場合にモータ慣性を考慮して推定値を補正する方法について検討する。

7.2 推定法の原理

まず、ポンプの流量と軸動力の関係について、理論的に考察する。インペラーの羽根枚数無限大であると仮定し、羽根厚さを無視した場合、インペラーを通過することによって得られる揚程は、流れには予旋回がないと仮定した場合次のオイラーの式により与えられる。

$$H = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{m2}}{g \tan \beta_2} \quad (7.1)$$

ポンプ内での損失を無視すると、ポンプに対する軸動力がポンプの水力仕事と等しくなるため、ポンプ流量 $Q = A c_{m2}$ とすれば (A はインペラー出口の面積) 、

$$T\omega = \rho g Q H = \rho g \left\{ Q u_2 \left(u_2 - \frac{Q}{A} \tan \beta_2 \right) \right\} \quad (7.2)$$

となり、軸動力はポンプ流量の関数として与えられる。この関係は、ポンプ回転数とインペラー出口角とで定まるので、ポンプ形状が既知であれば、回転数のみに依存する。一定回転数の下では、軸動力を軸トルクとは比例するので、軸トルクが流量の関数として表される。この理論では、軸トルクは流量の2次関数となるので、トルクから流量の推定はできないが、実際には、軸動力の一部は損失として消費されるので、軸トルクと流量の関係は他の多くの要因の影響を受ける。高流量の場合はポンプ内での摩擦損失が大きくなるので、結果的に遠心ポンプの軸トルク（あるいは軸動力）は流量の増加と共に緩やかに上昇し、1対1の関係にある。したがって、回転数が既知の場合は軸トルクの値から流量が推定できる。また、直流モータの発生する軸トルク T とモータ電流 I はトルク定数 K_T を用いて次式で表される。

$$T = K_T I \quad (7.3)$$

以上より、モータ電流と回転数を計測することで、そのときの流量を推定することが可能であると考えられる。また、発生圧力に関しては、推定された流量とポンプ特性曲線から容易に求めることができる。

しかし、例えば軸シール部における摩擦のように、ポンプの据え付けの向きなどによりその大きさや変動が影響を受け、運転状態と必ずしも対応しない不安定なトルクが存在し、全体に占める割合が無視できない程度であれば、この推定方法は適用できない⁽²⁾。磁気浮上遠心血液ポンプは、軸シール部を持たないので不安定なトルクは存在せず、この推定法により、精度の高い測定が可能となる。機械的な接触として、駆動モータのベアリング部分が存在するが、現モデルではその大きさは無

視できる程度である。また、将来的には、回転磁界の使用などで回転部分を無くしてしまえば、このような問題点は皆無となり、本推定法の精度はますます高まる。

ところが、前章で示したように、ポンプ特性に与える粘度の影響は無視できないため、回転数の影響を除いた無次元特性の式が以下に示す機械レイノルズ数 Re により変化するので、どのような条件でも流量あるいは発生圧力推定において同じ式を用いることができない。

$$Re = \frac{r_2^2 \omega}{\nu} \quad (7.4)$$

従って、常に機械レイノルズ数 Re をモニターし、その値に応じた特性式を用いる必要がある。従って、 Re の定義式より、ポンプの回転数と血液の動粘度が必要である。血液の粘度は、温度の影響を除けば、ほぼヘマトクリット値（血球成分の体積濃度）により決まると考えられるが、その値は一定ではなく、生体の状態により変化する。よって、流れのレイノルズ数を決定するために、血液の粘度、とくに動粘性係数を必要に応じて推定できるような機構を持っていなければならないことになる。この流体粘度の推定法に関しては 7.4 節において述べる。

7.3 流体粘度の変化を考慮した場合の推定結果

7.3.1 実験式

モータ電流と流量、圧力の関係式と、粘度の影響を定式化するためのポンプ特性試験を行った。磁気浮上遠心血液ポンプを図 7.1 に示す絞りとリザーバからなる閉鎖回路に組み込みポンプ揚程、流量、回転数、モータ電流を計測した。測定ではリザーバを恒温槽に浸すことで、液温を一定に管理した。また、流量・揚程は前章と同様の方法で計測し、モータ電流はポンプドライバーにおいて専用端子より測定した。回転数は、1600, 1800, 2000, 2200, 2400rpm で、流量が零の場合は 600rpm から 2600rpm の 200rpm 毎の計 11 種類の回転数のもとで行い、結果は次式により無次元流量 ϕ 、無次元揚程 ψ 、換算電流 ι として整理した。

$$\phi = \frac{Q}{2\pi r_2^2 b \omega} \quad (7.5)$$

$$\psi = \frac{P}{\rho(r_2^2 \omega)^2} \quad (7.6)$$

$$\iota = \frac{I}{\rho \omega^2} \times 10^6 \quad (7.7)$$

換算電流 ι は無次元量ではないが、軸トルクとのアナロジーから、電流値を回転数の 2 乗と密度で割ることにより無次元トルクに相当するものとして扱っている。動作

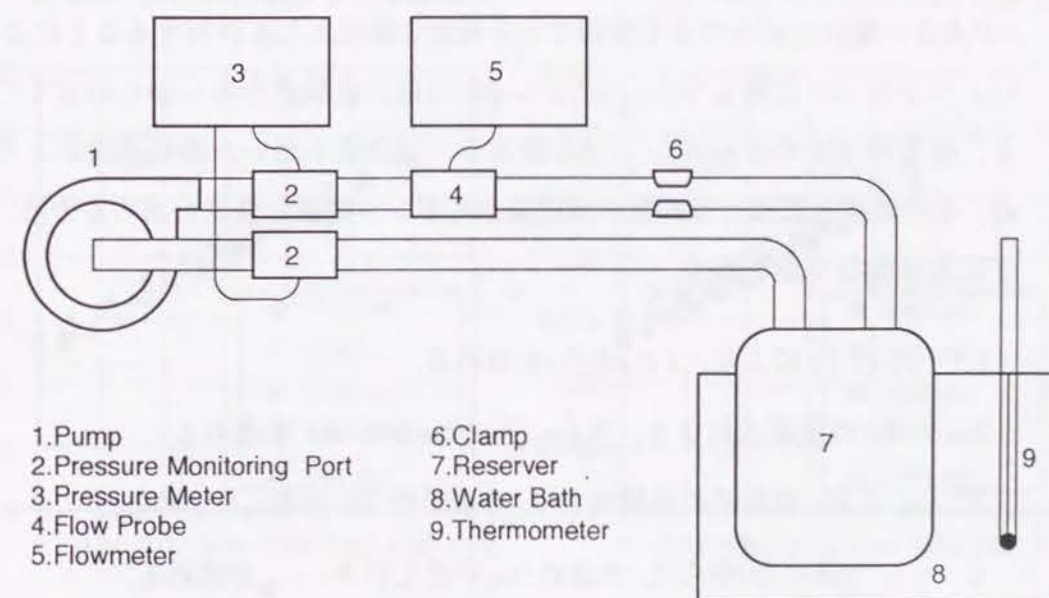


図 7.1: 特性試験回路図

流体には 0~50% の 6 種の重量%濃度のグリセリン水溶液を使用し、液温を 25.0 ± 0.2 °C に管理し実験を行う。密度 ρ 、粘度 μ 、動粘度 ν を表 7.1 に示す。密度は標準比重計、粘度は細管粘度計で測定した。

表 7.1: グリセリン水溶液の物性値

symbol	ρ $\times 10^3 \text{ kg/m}^3$ g/cm^3	μ $\times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ cP	ν $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ cSt
G1	0.995	0.898	0.902
G2	1.071	1.860	1.737
G3	1.090	2.344	2.151
G4	1.098	2.705	2.464
G5	1.117	3.527	3.158
G6	1.133	4.674	4.125

G1~6 の各動作液ごとに、 $\psi \sim \phi$ 、 $i \sim \phi$ の関係として整理したグラフを図 7.2 と図 7.3 に示す。

前章でも述べたように、 $i \sim \phi$ の関係において、レイノルズ数依存性が強く表れている。ここで問題になるのは、レイノルズ数の効果をどのようにして無次元特性式に取り入れるかである。ここでは、推定精度の高さによって、2 通りの方法を考えた。

方法 1

ϕ が大きい場合のばらつきを無視できる程度の誤差として許容することにより、いくつかの Re に対して $\psi \sim \phi$ と $i \sim \phi$ の関係の実験式をあらかじめ立てておき、任意の Re の $\psi \sim \phi$ と $i \sim \phi$ の関係を、実験式を用いた線形補間により求め、その関係と電流と回転数の測定値からポンプ揚程と流量を求める方法。以下に具体的な手順を示す。

1. 式 (7.7) により、 I と ρ から i を求める。
2. Re の定義式により、 $N (= \frac{60}{2\pi} \omega)$ と ν から Re を求める。
3. $i_0 \sim Re$ の関係の実験式と 2. で求めた Re から i_0 を求める。
4. 1. で求めた i から 3. で求めた i_0 を差し引き $i - i_0$ を求める。
5. 2. で求めた Re に対し、 $Re_1 \leq Re \leq Re_2$ となるような Re_1, Re_2 を決定する。

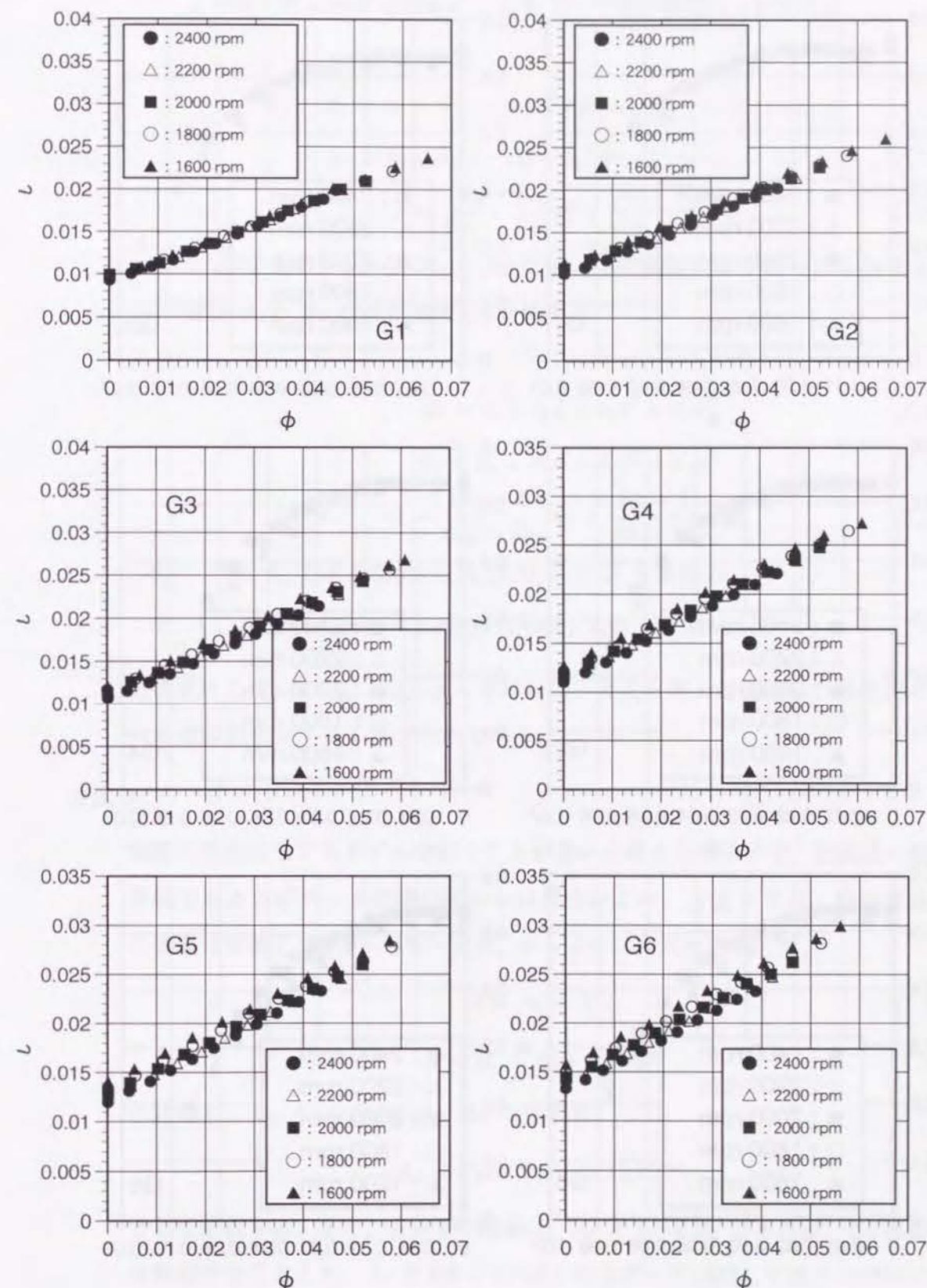


図 7.2: i と ϕ の関係式

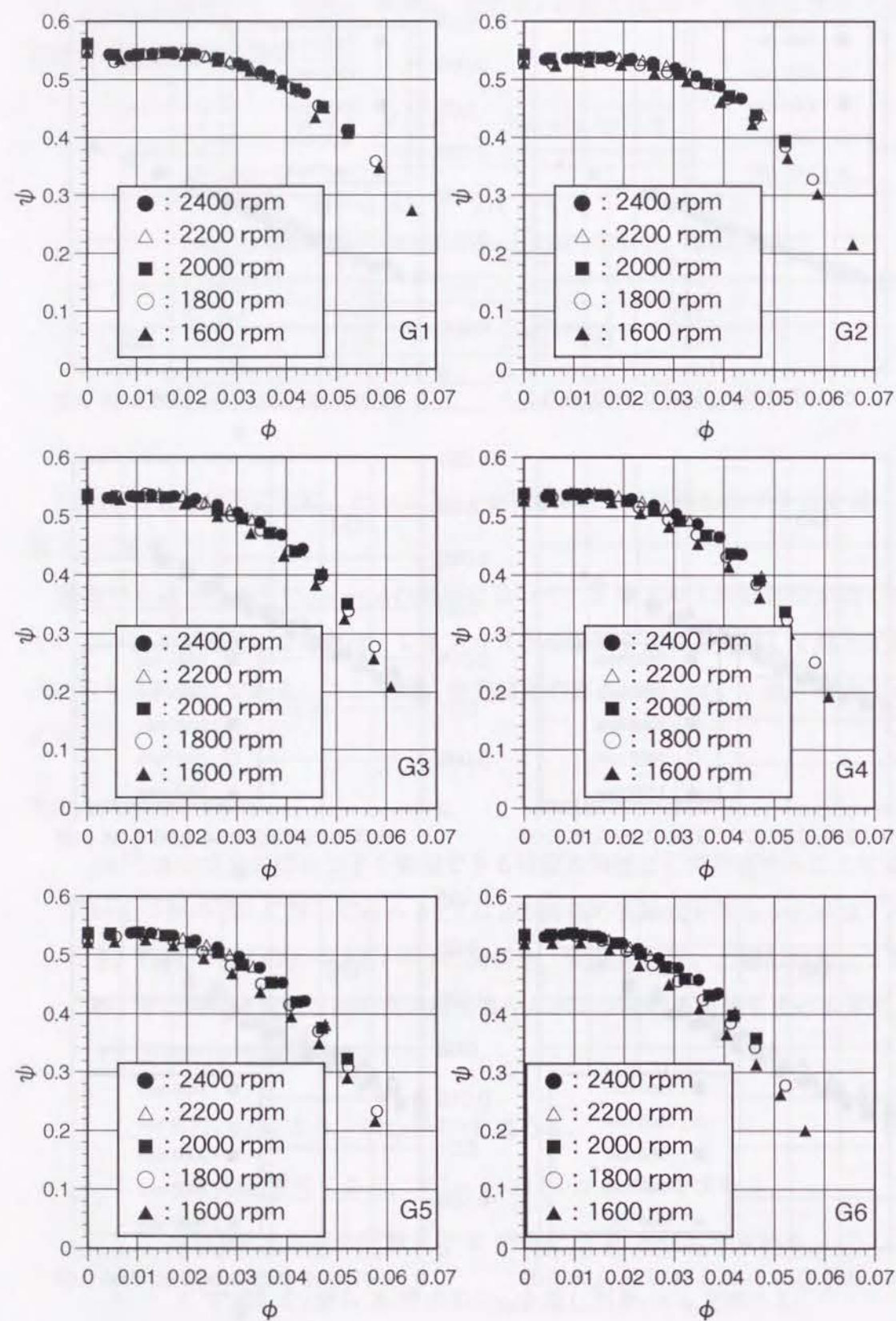


図 7.3: ψ と ϕ の関係式

6. 4. で求めた $\iota - \iota_0$ から, Re_1 と Re_2 の場合の $\iota - \iota_0 \sim \phi$ の関係の実験式より得られる無次元流量 ϕ_1, ϕ_2 を Re で線形補間し ϕ を求める.

$$\phi_1 = a_0 + a_1(\iota - \iota_0) + a_2(\iota - \iota_0)^2 + a_3(\iota - \iota_0)^3 \quad (7.8)$$

$$\phi_2 = b_0 + b_1(\iota - \iota_0) + b_2(\iota - \iota_0)^2 + b_3(\iota - \iota_0)^3 \quad (7.9)$$

$$\phi = \frac{Re_2 - Re}{Re_2 - Re_1} \phi_1 + \frac{Re - Re_1}{Re_2 - Re_1} \phi_2 \quad (7.10)$$

7. 6. で求めた ϕ から Re_1 と Re_2 の $\psi \sim \phi$ の関係式より得られる無次元揚程 ψ_1, ψ_2 を Re で線形補間し ψ を求める.

$$\psi_1 = c_0 + c_1\phi + c_2\phi^2 + c_3\phi^3 \quad (7.11)$$

$$\psi_2 = d_0 + d_1\phi + d_2\phi^2 + d_3\phi^3 \quad (7.12)$$

$$\psi = \frac{Re_2 - Re}{Re_2 - Re_1} \psi_1 + \frac{Re - Re_1}{Re_2 - Re_1} \psi_2 \quad (7.13)$$

8. N と 6. で求めた ϕ から式 (7.5) より Q を求める.

9. 7. で求めた ψ と N と ρ から式 (7.6) より P を求める.

近似式として, $\iota - \iota_0 \sim \phi$, $\psi \sim \phi$ ともに三次式を選んだ理由は, 低流量における近似誤差を小さく保つためである.

方法 2

実際の推定はリアルタイムで行うことが多いと考えられるので, 計算式の形は単純である方がデータ処理の面からは都合がよい. 方法 2 では, 極低流量での誤差は許容して, $\iota \sim \phi$ を一次式, $\psi \sim \phi$ を二次式と近似して,

$$\phi = A_0 + A_1\iota \quad (7.14)$$

$$\psi = B_0 + B_1\phi + B_2\phi^2 \quad (7.15)$$

と近似し, A_0, A_1 については, Re の指数式

$$A_0 = C_0 Re^{\alpha_0}, A_1 = C_1 Re^{\alpha_1} \quad (7.16)$$

として近似する. また, $\psi \sim \phi$ の関係は, $Re \geq 5.0 \times 10^4$ であれば, Re の影響は無視できるとして, $Re \geq 5.0 \times 10^4$ 以上の全データに対して最小自乗法により得られた二次式を使用し, $Re < 5.0 \times 10^4$ の場合にのみ, 方法 1 と同様の線形補間を行った. その他の手続きは方法 1 と同様である.

7.3.2 推定結果

前述の揚程・流量の間接測定方法の誤差の程度を評価するため、任意の粘度の動作流体を先の特性試験のデータをもとに揚程・流量の間接測定を行う。

前述の揚程・流量の間接測定方法は、 $\psi \sim \phi$ と $i \sim \phi$ の関係が式(7.4)で定義されるレイノルズ数 Re により整理できるとみなす方法であるが、 $\psi \sim \phi$ と $i \sim \phi$ の関係は ϕ が大きいところではデータ点がばらついているため、高流量・低回転数で誤差がでる可能性がある。また、基礎データには先の特性試験の G1~G6 の 2000rpm のデータを用いるので、2000rpm 以外の回転数で誤差が出る可能性がある。

用いる動作流体は、密度 $1.102 \times 10^3 (kg/m^3)$ 、粘度 $2.881 \times 10^{-3} (Pa \cdot s)$ 、動粘度 $2.614 \times 10^{-3} (m^2/s)$ のグリセリン水溶液であり、温度を $25.0 \pm 0.2 ^\circ C$ に管理する。流量計・圧力計による直接測定値と、本推定法によりモータ電流と回転数から間接的に求めた発生圧力と流量をグラフ上で比較したものが図 7.4 である。回転数が 1600, 1800, 2000, 2200, 2400 (rpm) の場合について比較している。高回転数・高流量でやや誤差が大きい傾向にあるが、流量の誤差は $0.45 (l/min)$ 以内、揚程の誤差は $5 (mmHg)$ 以内である。ポンプの標準的な使用条件である流量 $5.0 (l/min)$ 揚程 $120 (mmHg)$ に対しては、それぞれの誤差は 9%, 5% であり、実用上十分な精度が得られている。

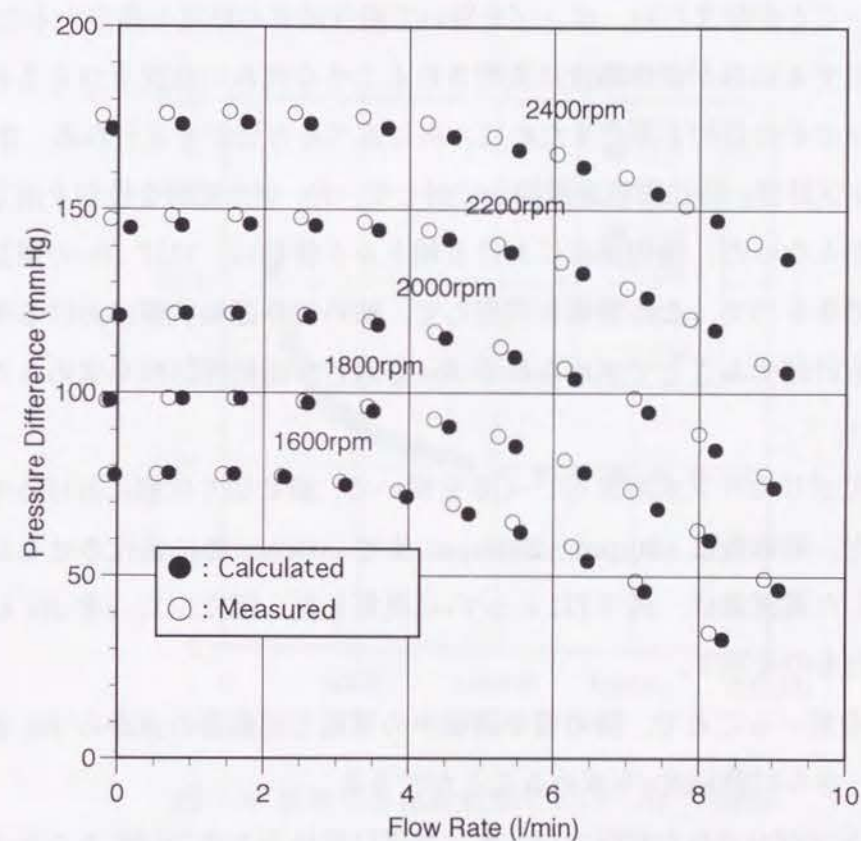


図 7.4: 推定値と直接測定値の比較 (流量と発生圧力)

7.4 ポンプを用いた粘度推定法

本ポンプの特性は、流体の粘度と回転数の比である機械レイノルズ数 Re でよく表されることが 5.3 節と前節において明らかとなった。血液の粘度は主にヘマトクリットに支配されると考えられるが、ヘマトクリットは例えば水分の摂取・排出などに伴って変動するため、血液粘度も日常的に変化する。日常的な変化はその範囲が小さいが、また、手術中あるいは術後十分な時間が経過するまでは、出血や輸液の影響でヘマトクリットが大きく変動する可能性があるため、そのような場合にも本推定方法による精度を保つためには、ポンプが血液粘度を必要に応じて測定できる機構を持つことが望ましい。ポンプを用いて動作流体の粘度を推定するためには、ある入力に対する応答が液体粘度に支配されるような流れの状況をつくる必要がある。本ポンプでその目的を果たすために、次に述べる方法が考えられる。第 5 章において、ポンプ特性、特に円板摩擦損失に対して、 Re が支配的な役割を演じていることが明らかとなった。締め切り運転における軸トルク係数は、ほぼ Re の関数として表すことができるので、この関係を利用して、締め切り運転状態におけるモータ電流と回転数を計測することで求められる Re を通じて動粘性係数を求めることができる。

前節と同じグリセリン水溶液 G1～G6 を用いて、締め切り状態におけるモータ電流を計測した。回転数は 600rpm～2600rpm まで 200rpm 毎に変化させながら計測した。計測した電流値は、式 7.7 によって ι に換算した。図 7.5 に、 ι を Re に対してプロットしたものを示す。

この関係を用いることで、締め切り運転中の電流と回転数の値から Re を求めることができ、さらに動粘度 ν を求めることができる。

体外にポンプがおかれた状況では、ポンプ出口部分をクランプすることで簡単に締め切り状態が実現できる。実際の動物実験における粘度推定の例は次節において示す。

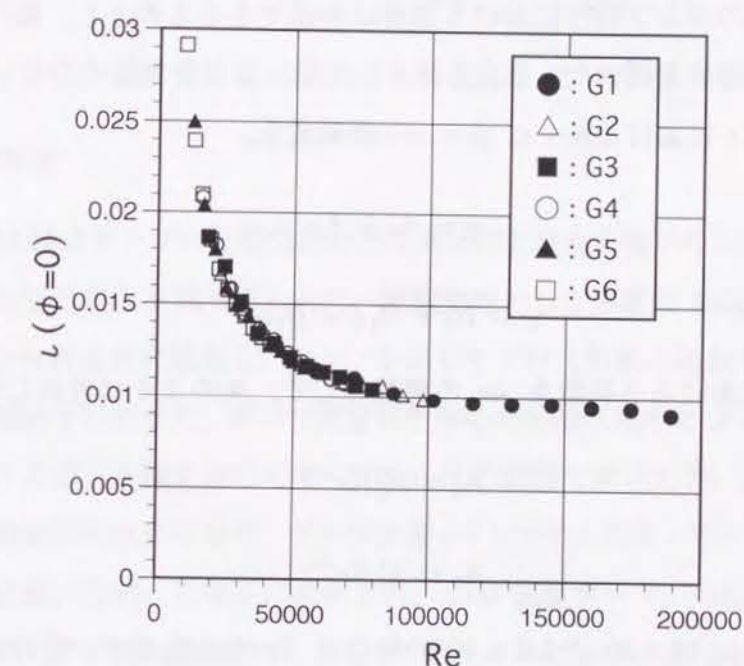


図 7.5: 締め切り運転状態での ι と Re の関係

7.5 動物実験における推定例

本章においてこれまで述べてきた流量・発生圧力推定法の実用性を検討するために、慢性動物実験に使用しているポンプに対して本方法を適用した。

7.5.1 実験式

動物実験に先立ち、使用するポンプについて、モータ電流、回転数、ポンプ流量、発生圧力の関係を求めるため、7.3 節と同じ方法でポンプ特性の計測を行った。慢性動物実験では、ポンプは左心房から脱血し下行大動脈に送血するので、ポンプ流量はせいぜい 6.0(l/min) 程度である。したがって、5.4 節で述べたような血液とグリセリン水溶液のポンプ特性における差異は無視できるものとし、動作流体としてはグリセリン水溶液を用いた。推定方法としては、より計算量の少ない方法 2 を用いた。適当な Re における $\phi \sim \iota$, $\psi \sim \phi$ の近似式を、

$$\phi = A_0 + A_1 \iota \quad (7.17)$$

$$\psi = B_0 + B_1 \phi + B_2 \phi^2 \quad (7.18)$$

とし、式 7.17 における各係数を Re の関数として、次のように近似した。

$$A_0 = A'_0 Re^{-\gamma_0} \quad (7.19)$$

$$A_1 = A'_1 Re^{-\gamma_1} \quad (7.20)$$

B_0, B_1, B_2 については、 $Re \geq 5.0 \times 10^4$ の場合は Re を考慮せず一定の式を用いるため、 $Re \geq 5.0 \times 10^4$ のデータ全てを用いて最小自乗近似により値を決定した。 $Re \leq 5.0 \times 10^4$ の場合については線形補間を用いるので、 Re が $4.0 \times 10^4, 3.0 \times 10^4$ の場合についてそれぞれ近似式を作成した。

血液粘度の推定方法としては、ポンプが体外に設置されているので、締め切り運転時の電流から推測する方法を採用した。動物実験に使用したポンプについて、測定された ι_0 と Re の関係は図 7.6 に示すとおりであり、ほぼ $\iota_0 = A Re^{-\alpha}$ と近似できることが示されたので、推定においては電流値から粘度が求められるように $Re = A' \iota_0^{-\alpha'}$ という形式の近似式を用いた。

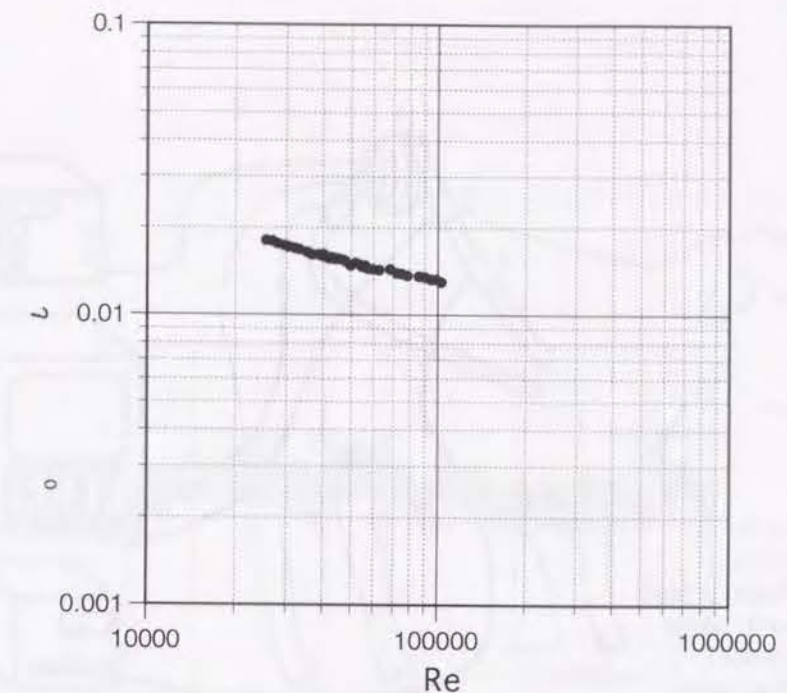


図 7.6: 締め切り運転時の ι_0 と Re の関係

7.5.2 実験装置

慢性動物実験はポンプの長期間にわたる運転の安全性を確かめる目的で、京都大学医学部心臓血管外科と共同で行われた。実験動物として体重約 50kg のヒツジを用いた。左心房から経皮的に脱血し、ポンプを通じて下行大動脈に送血する左心バイパス形式で循環補助を行わせた。ポンプ流量は生体心の拍動状態やヒツジの体循環抵抗によって変化するが、実験を通じて 2~5(l/min) の範囲で変化した。図 7.7 に動物実験における計測装置の概要を示す。ポンプ流量・ポンプ出入口圧・モータ電流・回転数はそれぞれ測定量に比例した電圧に変換され、A/D 変換ボード (National Instruments 製) によりデジタル量に変換され、パーソナルコンピュータ (Apple Computer 製) に取り込まれた。取得されたデータの内、モータ電流と回転数のデータは実験式により、流量・発生圧力のデータに換算された。換算された結果は、直接測定された流量と発生圧力のデータと比較する形でモニターにオンラインで表示されるようにした。

ポンプは生体心と並列に送血を行っているので、ポンプの出入口の状態は拍動に同期して変化する。その結果、ポンプ流量も拍動に同期して変動する。ポンプ流量の一心拍中の流量の変動を知る必要があれば、推定に用いる電流・回転数の計測・データ処理は十分速く行われなくてはならないが、長期にわたるポンプ運転状態の監視には、時間平均的な値をオンラインで知りうる事が重要である。この様な理由から、データは各チャンネルあたり 1 秒間に 128 点取得し、1 秒間の平均値を用いて

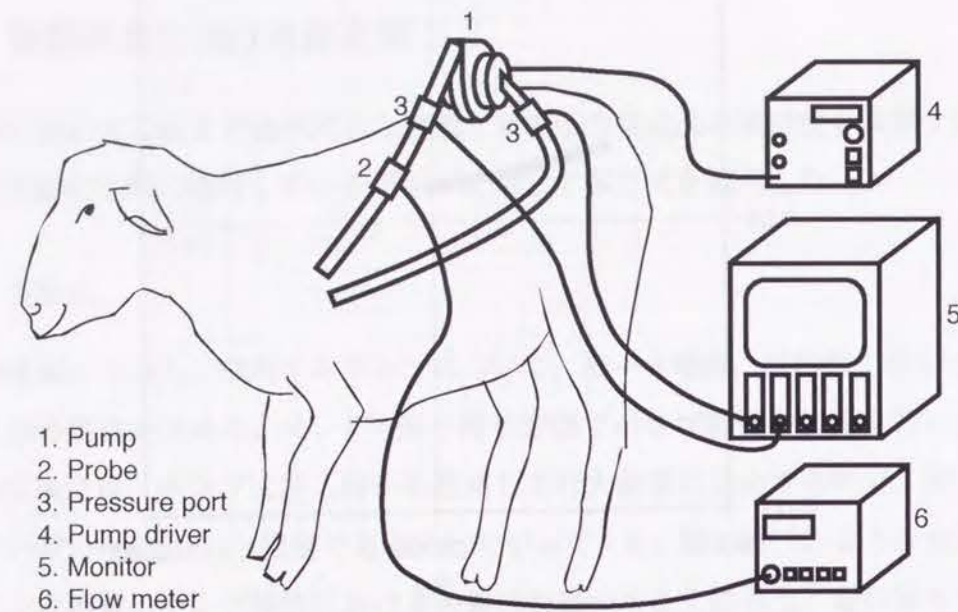


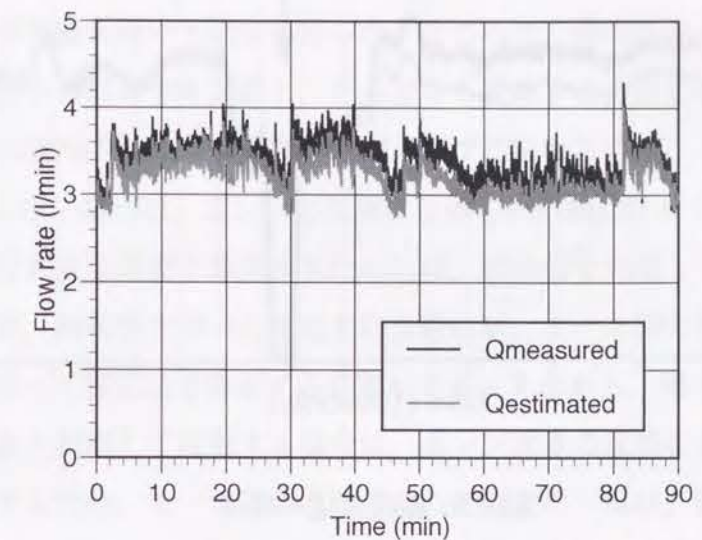
図 7.7: 動物実験計測装置概要

推定計算を行わせた。なお、この実験においては、左心房より脱血しているため、拍動による流量の変動は小さく、ほぼ定常流とみなすことができた。

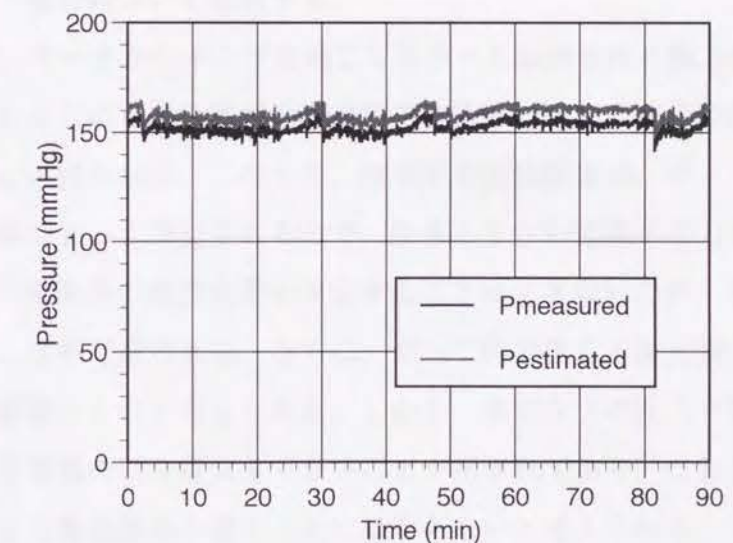
粘度の推定を行うときはポンプ出口部を 3~10 秒間クランプし、その間に同じサンプリング周期で 1 秒間の回転数と電流の平均値を粘度推定計算に用いて、前節の方法で計算した。なお、粘度の推定における密度変化の影響は小さいので、血液の密度は一定であると仮定した。密度の値としては手術中に採取した血液の密度 ($\rho = 1.04 \times 10^3 (\text{kg/m}^3)$) を用いた。

7.5.3 推定結果

図 7.8 に、測定したモータ電流と回転数から推定したポンプ流量と発生圧力を、直接測定したポンプ流量と出入口圧力差と 90 分間にわたり比較した例を示す。なお、測定中は粘度の同定は行わなかった。流量・発生圧力ともに、実際の測定値によく追従しており、ポンプ運転状況が十分監視できていることがわかる。図 7.9 には粘度推定の効果を示す。粘度推定を行う前は、血液の動粘度 ν は、 $\nu = 1.77 (\text{cSt})$ と設定されていた。このとき直接測定した流量と推定された流量の差が 10% 程度存在したが、締め切り運転を行い、粘度推定により $\nu = 1.88 (\text{cSt})$ と更新された後は差が大幅に減少し、粘度推定の効果が示された。ただし、ヒツジは日常の取水などに起因するヘマトクリットの変動が大きく、流量計自身の測定誤差と粘度変化による本



(a) ポンプ流量



(b) 発生圧力

図 7.8: 動物実験における流量・発生圧力の推定例

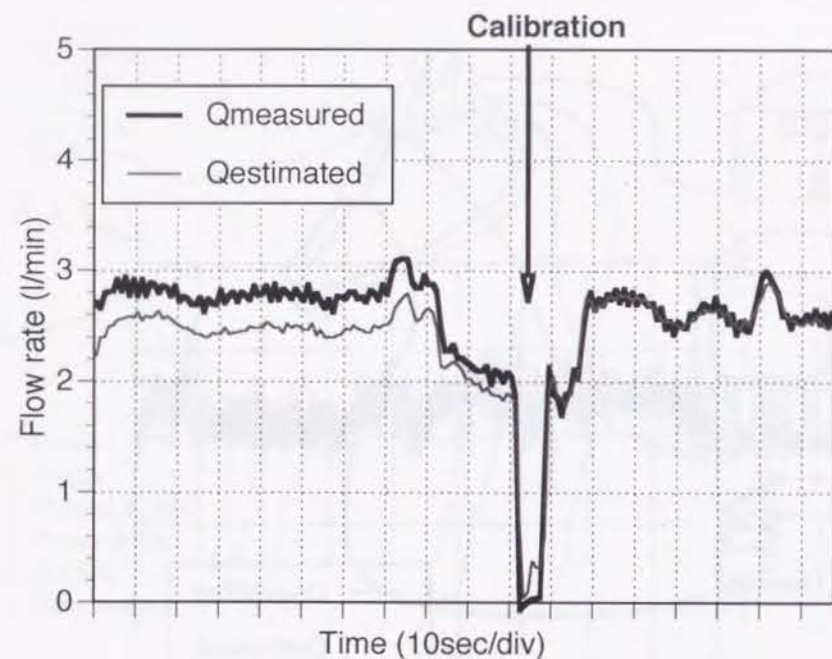


図 7.9: 粘度推定の効果

ポンプの推定誤差が絶えず変動しているため、誤差の厳密な評価はできないが、本方法は実用上十分信頼できるものであると考えられる。

7.6 流量変動時における本推定方法の追従性

7.6.1 慣性の影響

前節では、平均的な流量・圧力変動の傾向を知ることを目的として、電流・回転数の1秒間の平均値を用いて推定を行った。ところで、遠心ポンプを用いた補助循環には、左心房から脱血する方法と、左心室から脱血する方法が存在する。心室脱血の場合は、心室内圧の大きな変動が直接ポンプに伝わるので、ポンプによる循環補助率が大きくない場合は、ポンプの流量は生体心の拍動に伴って大きく変動する。このような場合の流量変動を推定するためには、瞬時値を利用して推定する必要がある。ところが、瞬時値を用いた推定を行う際には、モータ回転数が時間的に変動するか否かによって推定法を修正する必要がある。すなわち、第6章で述べたように、モータ電流を制御して運転する場合は、ポンプ流量の変動にともなってモータ回転数が変動するため、モータにより与えられた動力の一部は、流体系ならびに機械系の慣性によって蓄えられる。特に、モータの回転子のような大きな慣性を持つ部分に消費される電流は無視することはできず、医学的に意味のあるデータを得るためには、慣性項の考慮が必要であると考えられる。そこで本節では、流路抵抗の変化によってポンプ流量が変化する場合の本推定方法の追従性について、特に回転数の変化を伴う場合について検討する。

ところで、モータからポンプを通じて流体へと伝達される動力における非定常要素はモータをはじめとする機械系慣性要素と流体管路での流体の加減速による流体系慣性要素に大別される。このうち、流体系の慣性要素は、ポンプが組み込まれている管路全体によって決定されるので、生体心を含む循環系の力学的特性を推定し得ない限り、流体系の慣性要素を決定することはできないため、本推定法において考慮することは不可能である。さらに、ポンプ内で生じる動力損失の非定常特性も推定精度に影響をもつと考えられる。しかし、本ポンプの圧力-流量の非定常特性における非定常項の割合は大きくないことが示されており、これを無視することは必ずしも大きな推定誤差を招くことにはならないと考えられる。一方、モータの回転子の回転慣性はモータ固有の性質であり、実験によりあらかじめ同定することが可能であり、この影響を考慮した推定は可能である。ここでは、遠心ポンプによって生体心を補助している状況を想定しているため流体系の慣性要素の推定は行わず、機械系の慣性要素をあらかじめ実験によって求めることにより、推定結果を修正す

る方法を考える。

さて、回転数 $N(t)$ が時間的に変化する場合、直流モータが発生するトルク $m(t)$ はモータ定数 K と電流 $I(t)$ の積として表され、これは摩擦負荷 D を駆動する部分と慣性負荷 J を駆動する部分に消費される。

$$m(t) = KI(t) = D\omega(t) + J \frac{d\omega(t)}{dt} \quad (7.21)$$

従って、モータ電流 $I(t)$ は、

$$I(t) = \frac{D}{K}\omega(t) + \frac{J}{K} \frac{d\omega(t)}{dt} \quad (7.22)$$

と表される。式 7.22 の右辺第二項が回転数の変動による慣性項であり、回転数の時間微分に比例した電流が消費される。したがって、この比例定数 $\frac{J}{K}$ を求めることにより、測定されたモータ電流 $I(t)$ のうち慣性項に消費される大きさを決定することができる。

7.6.2 慣性モーメントの決定

モータとインペラーについて式 7.22 の第二項の係数 J/K を求めるため、空气中で停止しているポンプの駆動モータ (Maxon 製) にステップ状の回転数指令値を入力し、そのときのモータ電流 $I(t)$ と回転数 $N(t)$ の変化を記録し、その結果を用いて $dN(t)/dt = \{N(i\Delta t) - N((i-1)\Delta t)\}/\Delta t$ によって $dN(t)/dt$ を算出した。測定の結果を図 7.10 に示す。このようにして得られた I と $dN(t)/dt$ の関係を最小二乗近似により直線近似し、比例定数を決定した。

7.6.3 拍動型ポンプとの直列運転における流量推定

図 7.11 に、実験装置図を示す。拍動型ポンプは空気駆動型人工心臓とし、ポンプ出口と人工弁の中間点で流路を分岐させ、磁気浮上遠心血液ポンプに流体を導いた。動作流体としては食塩水を用いた。流量は電磁流量計で計測した。計測した流量、モータ電流、回転数は A/D 変換ボードによってデジタル値に変換され、パーソナルコンピュータに記録された。計測のサンプリング周波数は 1(kHz) とし、各条件において約 2 秒間記録した。なお、発生圧力については、拍動型ポンプの人工弁の開閉に伴う水撃の影響が大きく表れるため、推定の対象とはしなかった。拍動型ポンプは毎分 60 回で拍動させた。磁気浮上ポンプは回転数一定運転 (2000rpm, 2200rpm)

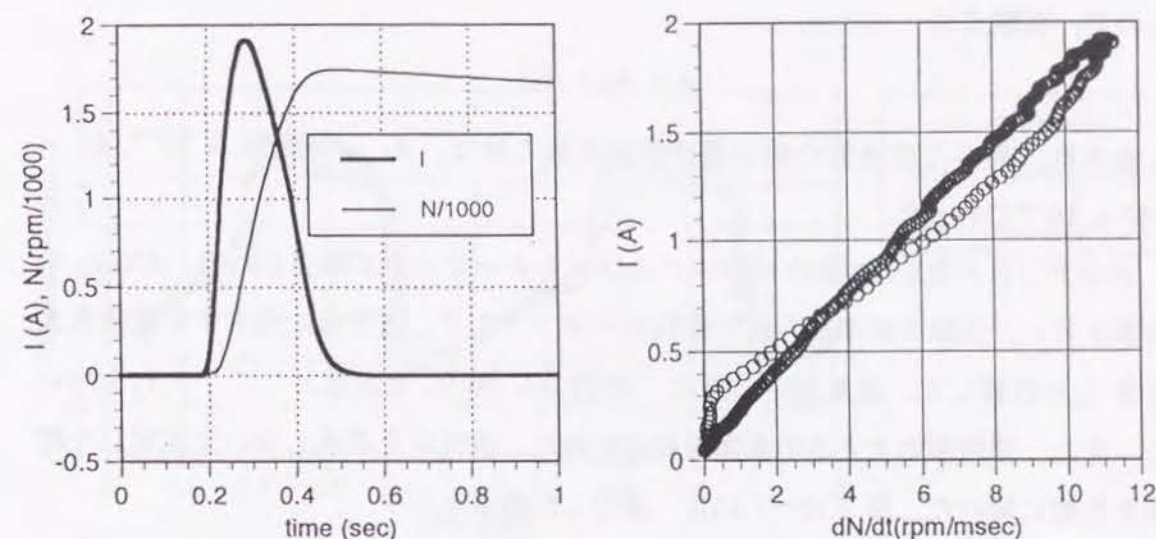


図 7.10: 空气中でのモータの急始動時の I, N

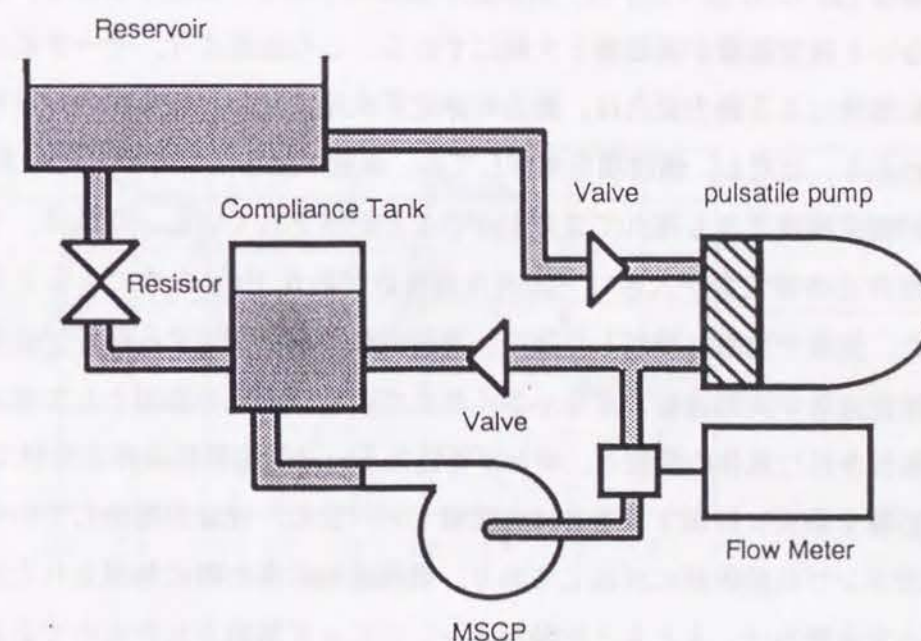


図 7.11: 実験装置概略図

と電流一定運転 (0.6A, 0.7A) で運転した。実験に先立ち、ポンプの定常特性を計測し、流量推測のための実験式を作成した。ここでは、7.3 節で示した方法 2 を用いたので、実験式は

$$\phi = A_0 + A_1 i$$

と表され、最小二乗近似の結果得られた係数の値は、 $A_0 = -3.74 \times 10^{-2}$, $A_1 = 3.88 \times 10^{-1}$ であった。

N のデジタル値を 20(Hz) のローパスフィルターでノイズ除去した後、 dN/dt の計算を行い、実験の結果得られた慣性モーメントより、慣性項に相当する電流の大きさ I_J を計算した。流量推定の際は、 i の計算において電流値として $I - I_J$ を用いた。また、慣性項の大きさの影響を知るために、慣性項を考慮しないで推定した結果を比較に用いた。図 7.12~7.15 に、測定した結果を示す。

回転数一定運転の場合 (図 7.12, 図 7.13) は、理想的には、モータ及びインペラの慣性効果は存在しないので、特に慣性項を考慮しなくても、推定流量と実測流量の誤差はさほど大きくない。しかし、流量が低いところ、すなわち流体が減速している部分では、回転数は若干変化しているため、誤差が大きくなっており、慣性項を考慮することによって、この誤差が小さくなることが示されている。一方、電流一定運転の場合 (図 7.14, 図 7.15) は、回転数が拍動に合わせて変化するので、慣性項を考慮しないと推定流量が実測値と大幅にずれる。この結果より、モータとインペラの回転慣性による動力変化は、動力の非定常成分に対し大きな割合を占めていることがわかる。ただし、慣性項を考慮しても、流量の立ち上がりの部分において、推定流量が測定流量よりも遅れて立ち上がることが示されている。これは、モータ回転数検出方法の時定数が大きい (固有角周波数が約 5 Hz) ためであると考えられる。また、流量が急激に増加した後の、流量がしばらく安定する部分では誤差が大きく、推定流量が実測流量よりも小さく表れている。誤差の原因として考えられるのは、無視された流体の慣性と、ポンプ特性あるいは管路抵抗の非定常性であり、これらの影響を個別に評価することは大変難しい。また、流量が増加している部分は、拍動型ポンプの拍出期に対応しており、慣性項の考慮の際に無視された流体の慣性に相当する動力は、もともと拍動型ポンプによって供給されたものであることが、推定誤差の原因になっていると考えられる。

このように、流体の慣性に基づくと考えられる誤差が生じているものの、機械的慣性を考慮することで、実用的には十分な推定精度が得られることが示された。

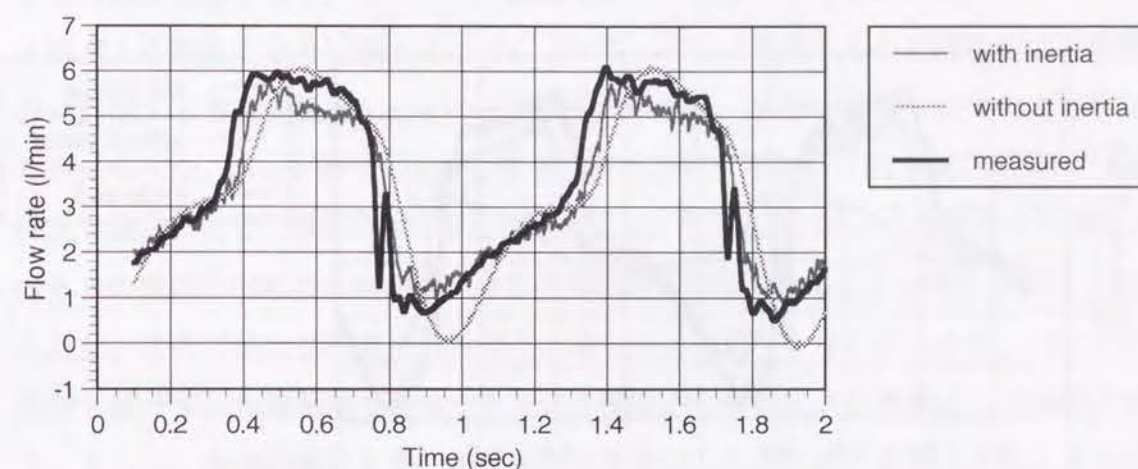


図 7.12: 慣性項を考慮した推定結果 (回転数一定 2000rpm)

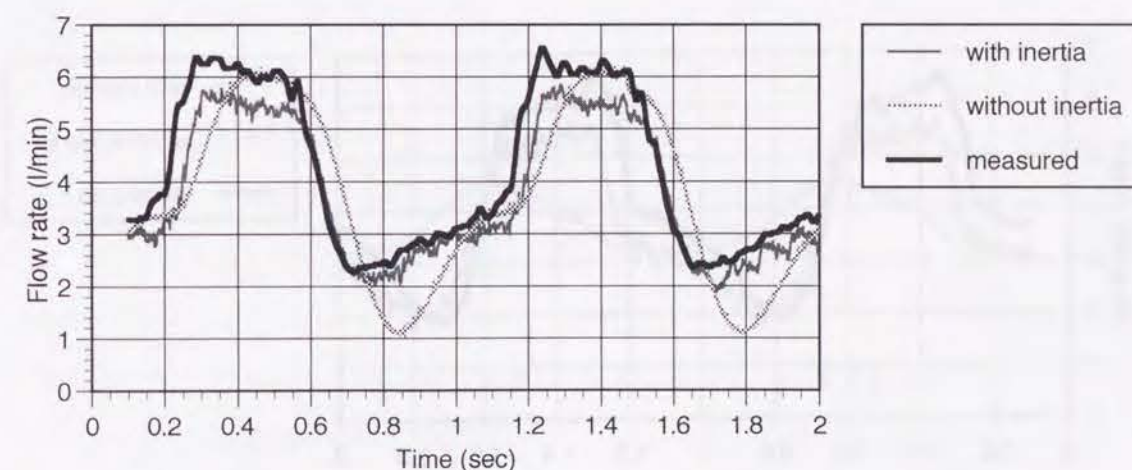


図 7.13: 慣性項を考慮した推定結果 (回転数一定 2200rpm)

7.7 結言

本章では、磁気浮上遠心血液ポンプによる循環システムにおいて、特別の流量計や圧力計を必要とせず、センサーの役割をポンプ自身に持たせる方法として、モータ電流と回転数のみを計測することによって、ポンプ流量あるいは発生圧力を間接的に計測する方法を提案し、その実用性を確かめた。実験の結果、以下のことが明らかになった。ポンプ特性における流体粘度の影響を考慮し、 Re に応じたポンプ特性式を選ぶことで、精度のよい推定が可能となった。また、ポンプを締め切り運転したときの電流と回転数の値から、流体の動粘度も推定できることが明らかになった。ただし、この方法は体内埋め込み使用の場合には適用できないことから、ポンプの運転を妨げずに血液粘度を推定する方法の開発が今後の大きな課題として挙げられる。さらに、動物実験において本推定方法を適用したところ、実用上十分と考えられる精度で、ポンプ流量と発生圧力がオンラインで推定可能であった。モータ電流は状態変化に対する追従性が非常に高く、たとえ回転数が変化する場合でもモータの慣性モーメントを計測しておき、モータの加速・減速に使用される電流値を差し引くことで、心室脱血による補助循環のように、ポンプの流量が大きく変化する場合にも推定が可能であった。

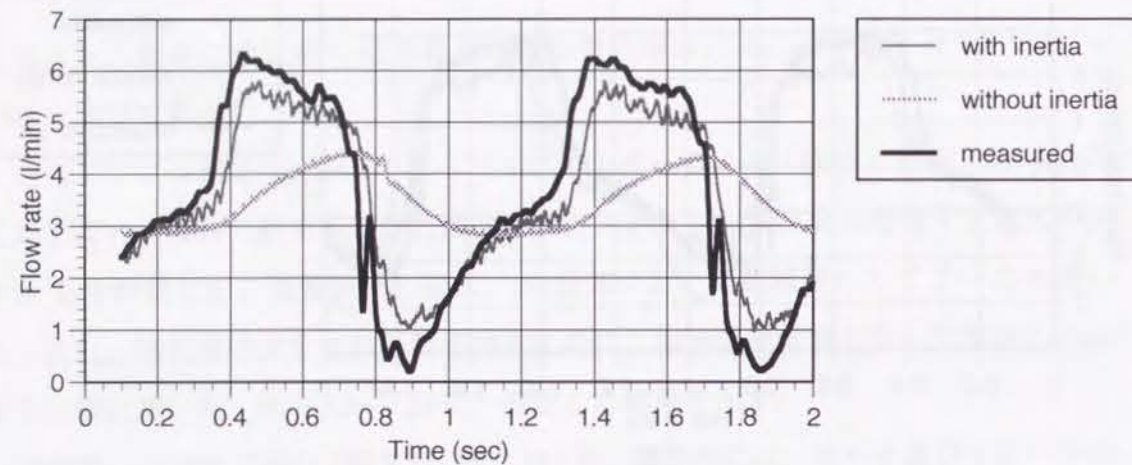


図 7.14: 慣性項を考慮した推定結果 (電流一定 0.6A)

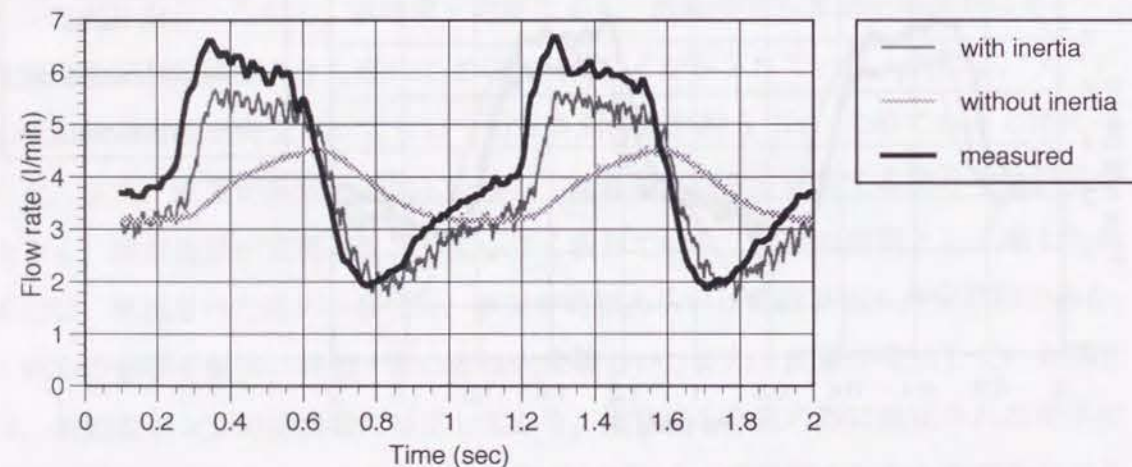


図 7.15: 慣性項を考慮した推定結果 (電流一定 0.7A)

第7章の参考文献

- (1) Jurmann M.J., et al., *Trans ASAIO*, **35** (1989), 745.
- (2) Schima H., et al., *Artif Organs*, **16**(2) (1992), 195.

第8章 結言

本論文は、長期連続使用の可能な磁気浮上遠心血液ポンプの開発における、流体力学的な設計指針の確立、循環補助システムとして遠心ポンプが持つべき機能に関する基礎的な事項について、実験的に研究したものである。研究の結果得られた成果は各章の終わりに述べられているので、ここではそれらを要約する。

第1章では、人工心臓の仕様を医学的・工学的に分類し、その特徴を述べた。また、その中でもターボ型ポンプを対象を絞って、現在世界の各施設で開発・評価が進められている数々のターボ型ポンプについて概説し本ポンプの位置づけを明確にするとともに、その開発における工学的な問題点を述べた。

第2章では、遠心血液ポンプに要求される仕様が、ポンプの設計という観点からどのように位置づけられるかについて触れ、本論文が対象とした磁気浮上遠心血液ポンプの構造について説明した。

第3章では、ポンプ部の設計パラメータであるインペラならびにディフューザの形状がポンプ性能、浮上位置の安定性に与える影響について検討し、人工心臓として使用する流量域でのポンプ効率は、ほとんど羽根形状の影響を受けないこと、ディフューザの形状がポンプ効率には大きく影響することを明らかとした。また、インペラの浮上位置の安定性に関して、ポンプ効率との相関は特に存在せず、効率が低くても浮上位置が安定する形状が存在することがわかった。さらに、磁気浮上遠心ポンプにより引き起こされる溶血が臨床使用には問題がない程度であることを実験的に明らかとした。

第4章では、ポンプ内部の流れの可視化を行った結果、インペラ内にはたとえ最高効率付近であっても大きな剥離域が存在すること、極低流量付近以外では、流体はインペラ圧力面に沿って流れることなどの定性的な流れの傾向がわかった。また、インペラ内流れは舌部通過時に生じる不連続的なケーシング流路面積の変化に伴って、大きな非定常性を持って変化することが明らかとなった。

第5章では、ポンプ特性に及ぼす流体粘度の影響を、ポンプ特性ならびに各種損失について検討し、ポンプでの動力損失の大部分は円板摩擦損失によるものである

こと、機械レイノルズ数 Re が約 5.0×10^4 を下回るとポンプ性能の低下が著しくなることがわかった。また、血液が動作流体の場合、円板摩擦損失を考える際には血液は固有の Casson 粘度 μ_c をもつ流体として扱えるが、流量が大きい場合はグリセリン水溶液に比べ圧力損失が小さい傾向を示すことが明らかとなった。

第 6 章では、抵抗の変化に伴うポンプ流量の変動を抑えるため、これまで注目されることのなかったモータ電流を制御する運転方式によりポンプ発生圧力特性曲線の勾配を変化させる方法を提案した。この効果は動物実験において確かめられ、電流制御運転によってポンプ特性を状況に応じて自由に調節できる利点が明らかとなった。

第 7 章では、ポンプに流量あるいは発生圧力モニターとしての機能を持たせるため、モータ電流と回転数よりポンプ流量・発生圧力を推定する方法を提案し、実用上十分な精度を持つことを動物実験において確かめた。また、ポンプ回転数が変化するような場合にも、モータの慣性を考慮することで十分な推定精度が維持できることが分かった。

このように、本研究を通して、これまで産業界には見られなかった超小型の遠心血液ポンプの設計法に関するいくつかの指針が得られた。また、インペラーが磁力によって浮上しながら回転するという磁気浮上遠心血液ポンプの人工心臓としての有用性が、ポンプ性能だけでなく、人工心臓システムに必要な計測・制御といった周辺技術に関しても明らかとなった。しかし、本ポンプを実際に臨床応用するまでには、さらに解決すべき課題は数多く残されており、その範囲はもちろん流体力学だけに限定されるものではなく、医学的な問題にもおよぶ。最後に、残された研究課題の内、流体力学が関与していると考えられる事項を論述することにする。

(1) インペラーとケーシングの形状を最適化し、低流量域での高効率と安定な回転を実現する。本研究の結果が示すように、特定のインペラーとディフューザの組み合わせによって浮上位置の不安定が生じるので、両者のマッチングも考慮すべきである。

(2) ポンプ内で生じる溶血の原因を解明する。ポンプの回転数が増加すると当然溶血は増えると考えられるが、安全に血液を輸送できるポンプの運転条件の限度を明確にするためにも、ポンプ内のどの部分で溶血が起こっているかを明らかにすることは重要である。

(3) ポンプ運転を妨げることはない血液粘度の推定法を確立する。これによって、

磁気浮上遠心血液ポンプ自身が、血液粘度の構成機能を備えた流量・発生圧力センサーの役割を果たす。

(4) 遠心血液ポンプでも回転数をコントロールすることで拍動流を発生することができる。したがって、ポンプの非定常特性の把握は重要な課題である。また、補助人工心臓は生体心との並列運転あるいは直列運転を行うことになり、生体心の一つの拍動型ポンプとみなした場合のポンプ同士の干渉による非定常性能も工学的に重要な課題である。

(5) 血液の乱流状態における圧力損失機構は本研究結果の中で示されたように、グリセリン水溶液のようなニュートン流体とは異なっているようである。血液の様なサスペンションの乱流状態における圧力損失の機構は混相流体としても興味深い研究課題である。

(6) 本ポンプに特徴的な流れであるインペラーディスクとケーシングの隙間は、永久磁石あるいは電磁石の磁界が強い場であるが、血液は酸素飽和血と脱酸素血で磁性が異なる。このことが例えばポンプ特性に影響するかどうかはきわめて興味深い問題である。

このような問題に取り組むことにより、遠心血液ポンプの一刻も早い普及と、生体の循環系や血液の流体力学的な解明に寄与したいと考えている。

謝辞

本研究を遂行するにあたり、終始親切な御指導、御鞭撻を賜りました京都大学工学研究科 赤松映明教授に心より感謝の意を表します。また、数々の実験にあたり、有益なる御助言を賜りました京都大学工学研究科 城山友廣助手に深く感謝いたします。また、本研究の対象である磁気浮上遠心血液ポンプの製作に御助力を賜りました NTN 株式会社の中関嗣人氏、尾崎孝美氏、伊藤浩義氏、鈴木稔氏に深く感謝いたします。また、共同研究という形で本研究の医学的な意義ならびに研究の目的などに関して有益なる御助言を賜りました京都大学医学部心臓血管外科 西村和修先生をはじめとする医局員の方々に心より感謝いたします。なお、実験ならびに図面作成には大西徹史君、和田雄一郎君をはじめとする京都大学工学研究科機械システム工学研究室諸氏ならびに先輩方の協力を賜りました。ここに、付記し感謝の意を表します。